

# **Experimentelle Untersuchungen zum Clocking-Effekt an einer stationären Stator-Stator-Anordnung**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Wolfram Heinke**

aus Stuttgart

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. M. T. Schobeiri
Tag der Einreichung:	02.05.2002
Tag der mündlichen Prüfung:	18.06.2002

Darmstadt 2002

D17

Ich versichere an Eides Statt, daß ich die vorliegende Arbeit, mit Ausnahme der genannten Hilfen, selbständig angefertigt habe.

A handwritten signature in black ink, reading "Wolfram Heinke". The script is cursive and fluid, with the first name "Wolfram" and the last name "Heinke" clearly distinguishable.

Wolfram Heinke

Darmstadt, 30.04.02

## Danksagung

An erster Stelle danke ich dem Leiter des Fachgebietes „Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik“, Herrn Prof. B. Stoffel für die Anregung zu dieser Arbeit. Seine Unterstützung und sein Interesse während der Durchführung haben mit zu dem Erfolg beigetragen.

Herrn Prof. M. T. Schobeiri danke ich für die Übernahme des Koreferates. Während seines einjährigen Aufenthaltes an der TU Darmstadt als Preisträger der Humboldtstiftung hat er meine Arbeit mit Engagement und Interesse begleitet und dabei viele nützliche Anregungen und Hinweise gegeben. Auch dafür gilt ihm mein besonderer Dank.

Das „Clocking-Projekt“ ist Bestandteil des nationalen Förderprogrammes „AG Turbo“ unter der Federführung des Projektträgers „PTO Jülich“ und Teilfinanzierung des BMWI. Ihnen sei an dieser Stelle für die Unterstützung gedankt.

Ein besonderer Dank gilt der MTU München, die als Projektpartner nicht nur finanzielle Unterstützung geleistet hat. Herrn Dr. Heinig, dem Leiter des Projektes, danke ich für die stets gute Zusammenarbeit. Besonders möchte mich bei Herrn Dr. Fiala bedanken, der mich immer tatkräftig unterstützt hat und durch sein Engagement einen großen Anteil am Erfolg des Projektes hat. Auch Herrn Dr. Schröder sei gedankt, der dieses Projekt mit angeregt hat.

Was wäre ein experimentelles Projekt ohne eine gute Werkstatt. Ein herzliches Dankeschön geht an Herrn Grünewald, Herrn Weber, Herrn Discher, Herrn Trometer und Herrn Hinz von der Institutswerkstatt, sowie an Herrn Dr. Hoffmann und Herrn Becker von der Elektronikwerkstatt. Meinen Kollegen danke ich für die angenehme Arbeitsatmosphäre und die anregenden Diskussionen und Herrn Matyschok, der sich immer für das Projekt eingesetzt hat. Dank all meinen fleißigen Studenten für viele Studien- und Diplomarbeiten, sowie an Marie-Luise, Pablo, Martin, Jochen und Zhiuyan für unzählige HiWi-Stunden.

Schließlich möchte ich meiner Familie, meinen Freunden und besonders Tanja danken, für ihre Unterstützung in dieser turbulenten Zeit.

Meinen Eltern gewidmet.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelverzeichnis .....</b>	<b>iv</b>
<b>1 Einleitung und Aufgabenstellung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand des Wissens .....</b>	<b>8</b>
2.1 Bisherige Clockinguntersuchungen .....	8
2.2 Verlustmechanismen .....	10
2.3 Transitionsmechanismen .....	13
2.3.1 Natürliche Transition .....	13
2.3.2 Bypass-Transition .....	14
2.3.3 Transition über Ablöseblase .....	16
2.3.4 Relaminarisierung .....	19
2.3.5 Nachlaufinduzierte Transition.....	19
<b>3 Versuchsaufbau und aerodynamisches Konzept.....</b>	<b>23</b>
3.1 Schaufeldesign und Rotorvariante .....	23
3.2 Speichenradvariante .....	28
3.3 Stator-Stator-Variante .....	31
3.4 Prüfstand .....	32
3.4.1 Luftlieferanlage .....	32
3.4.2 Durchsatzmeßstrecke .....	33
3.4.3 Beruhigungsstrecke .....	34
3.4.4 Meßstrecke .....	35
<b>4 Meßtechnik und Auswerteverfahren.....</b>	<b>38</b>
4.1 Eingesetzte Meßverfahren .....	38
4.2 Druckmeßtechnik .....	39
4.2.1 Massendurchsatzbestimmung .....	40
4.2.2 Statische Druckverteilung am Stator S2 .....	43
4.2.3 Druckverlustbestimmung.....	45
4.2.4 Strömungswinkelbestimmung .....	49
4.3 Hitzdrahtmeßtechnik .....	50

4.4	Oberflächenheißfilmmessungstechnik.....	53
4.4.1	Funktionsweise und Kalibration .....	53
4.4.2	Signalauswertung .....	58
<b>5</b>	<b>Voruntersuchung.....</b>	<b>66</b>
5.1	Zielsetzung .....	66
5.2	Nachlaufströmungen .....	68
5.3	Versuchsaufbau .....	70
5.4	Nachlaufabstimmung und Speichenradumlenkung.....	74
5.4.1	Nachlaufabstimmung des Zylinderstabes mit der Rotorscheufel R1 .....	74
5.4.2	Speichenradumlenkung .....	79
5.4.3	Nachlaufabstimmung der Schaufeln S1_sp und S1_rot .....	80
<b>6</b>	<b>Meßergebnisse und Diskussion der Hauptuntersuchung .....</b>	<b>87</b>
6.1	Betriebsparameter.....	87
6.2	Nachlaufmessungen.....	89
6.2.1	Nachlauf S1_sp.....	89
6.2.2	Nachlauf S2 .....	92
6.3	Statische Druckmessungen am Stator S2.....	103
6.4	Oberflächenheißfilmmessungen am Stator S2.....	105
6.4.1	Vorgehensweise bei der Auswertung.....	105
6.4.2	Relative Wandschubspannung auf der Saugseite .....	108
6.4.3	RMS-Werte auf der Saugseite .....	110
6.4.4	Relative Wandschubspannung auf der Druckseite .....	112
6.4.5	RMS-Werte auf der Druckseite .....	112
6.4.6	FFT Saugseite .....	114
6.4.7	FFT Druckseite .....	117
6.4.8	Intermittenzverläufe der Saugseite .....	118
6.4.9	Intermittenzverläufe der Druckseite .....	118
6.4.10	Amplitudenhäufigkeitsverteilung der Saugseite .....	120
6.4.11	Amplitudenhäufigkeitsverteilung der Druckseite .....	122
6.5	Meßfehler und Reproduzierbarkeit.....	123
6.5.1	Druckverlustmessungen.....	124
6.5.2	Strömungswinkelmessungen .....	125
6.5.3	Statische Druckmessungen am Stator S2 .....	126
6.5.4	Hitzdraht- und Oberflächenheißfilmmessungen.....	126
6.6	Diskussion .....	127
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>140</b>

---

<b>Summary .....</b>	<b>143</b>
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>146</b>
<b>Anhang A .....</b>	<b>153</b>
Schaufeldaten S1_rot.....	153
Schaufeldaten R1.....	155
Schaufeldaten S1_sp .....	157
Schaufeldaten S2.....	158
<b>Anhang B .....</b>	<b>160</b>
Ölanstrichbilder auf dem Stator S2 .....	160
<b>Anhang C .....</b>	<b>162</b>
Schiefe .....	162
<b>Anhang D .....</b>	<b>164</b>
Vergleich der Nachläufe von Stator S1_sp aus der Voruntersuchung und der Hauptuntersuchung.....	164
<b>Anhang E.....</b>	<b>167</b>
Pfüstandsbilder .....	167

## Formelverzeichnis

A	[mm]	Abstand
a	[-]	Normierte Amplitude
A, B	[-]	Kalibrierkoeffizienten
$C_p$	[-]	Druckbeiwert
$C_w$	[-]	dimensionsloser Widerstandsbeiwert
$C_a$	[-]	dimensionsloser Auftriebsbeiwert
c	[m/s]	Geschwindigkeit
$c_f$	[-]	dimensionslose Wandschubspannung
d	[mm]	Durchmesser
E	[V]	Spannung
f	[-]	Minderdurchsatzfaktor
f	[kHz]	Frequenz
f(a)	[-]	Amplitudenhäufigkeit
h	[mm]	Schaufelhöhe
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
k	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	turbulente kinetische Energie
K	[-]	Beschleunigungsparameter $K = v/c^2(dc/dx)$
l	[mm]	Sehnenlänge, freie Weglänge
Ma	[-]	Machzahl
$\dot{m}$	[kg/s]	Massendurchsatz
P	[W]	Leistung
P	[Pa]	Druck
R	[Ω]	elektrischer Widerstand
R	[J/kgK]	Gaskonstante
Rz	[μm]	Mittenrauhwert
Re	[-]	Reynoldszahl
Rz	[μm]	Rauhtiefe
r	[mm]	Radius
S	[mm]	Länge der Schaufeloberfläche von der Vorderkante bis zur Hinterkante
T	[°C], [°K]	Temperatur
Tu	[-]	Turbulenzgrad



t	[mm]	Teilung
t	[s]	Zeit
u	[m/s]	Geschwindigkeit in Umfangsrichtung
x, y, z	[mm]	kartesische Koordinaten
u', v'	[m/s]	Turbulente Schwankungsgrößen in x-, y-Richtung
Z	[-]	Schaufelzahl
$\alpha$	[°]	Absolutwinkel
$\beta$	[°]	Relativwinkel
$\beta_s$	[°]	Staffelungswinkel
$\Delta$	[-]	Differenz, Änderung
$\gamma$	[-]	Intermittenzfaktor
$\eta$	[kg/ms]	dynamische Viskosität
$\eta$	[-]	isentroper Wirkungsgrad
$\mu_3$	[-]	Schiefe
$\nu$	[m²/s]	kinematische Viskosität
$\tau_w$	[N/m²]	Wandschubspannung
$\rho$	[kg/m³]	Dichte
$\pi$	[-]	Totaldruckverhältnis $\pi = \frac{P_{tot\ Ein}}{P_{tot\ Aus}}$
$\Theta$	[°]	Schaufelumlenkung
$\varphi$	[°]	Winkel in Umfangsrichtung
$\varphi$	[-]	relative Luftfeuchtigkeit
$\zeta$	[-]	Impulsverlustbeiwert
$\omega$	[-]	Totaldruckverlustbeiwert $\omega = \frac{P_{tot\ Ein} - P_{tot\ Aus}}{P_{tot\ Aus} - P_{stat\ Aus}}$

## Indizes

a	außen
ax	in axialer Richtung
DS	Druckseite
dyn	dynamisch
F	Fluid
ges	gesamt
Hk	Hinterkante
i	innen

R	Lauftrad (Rotor)
S	Leitrad (Stator)
lok	lokal
M	Mittelschnitt
M	Mitte
m	Mittelwert
rot	Index für die Rotorvariante
SS	Saugseite
S	Sensor
sp	Index für die Speichenradvariante
st	Index für die Stator-Stator-Variante
stat	statisch
tot	Total
u	Umgebung
Vk	Vorderkante
Zyl	Zylinderstab

## Übergesetzte Zeichen

–	zeitgemittelt, weggemittelt
`	Schwankungswert, Verlustbehafteter Wert
·	zeitliche Ableitung, $\partial / \partial t$

## Abkürzungen

R1	Rotorscheufel
Clp	Clockingposition
DS	Druckseite
E	Eintrittsebene
FFT	Fast Fourier Transformation
min	Minimum
max	Maximum
RMS	mittlere quadratische Abweichung (root mean square)
SS	Saugseite
S1_sp	Stator 1-Schaufel in der Speichenradvariante
S1_rot	Stator 1-Schaufel in der Rotorvariante
S2	Stator 2-Schaufel

## 1 Einleitung und Aufgabenstellung

Seit dem ersten Flugversuch der Gebrüder Wright vor fast 100 Jahren wurde das Flugzeug sowohl im militärischen als auch im zivilen Bereich in einem rasanten Tempo weiter entwickelt. Heute sind eine Vielzahl von Flugzeugarten und -typen im Einsatz, die je nach Einsatzart und Zweck ständig optimiert werden. Angetrieben werden diese Flugzeuge von den verschiedensten Triebwerksarten, wie z.B. Propellermotoren, Turbofantriebwerken oder Strahltriebwerken.

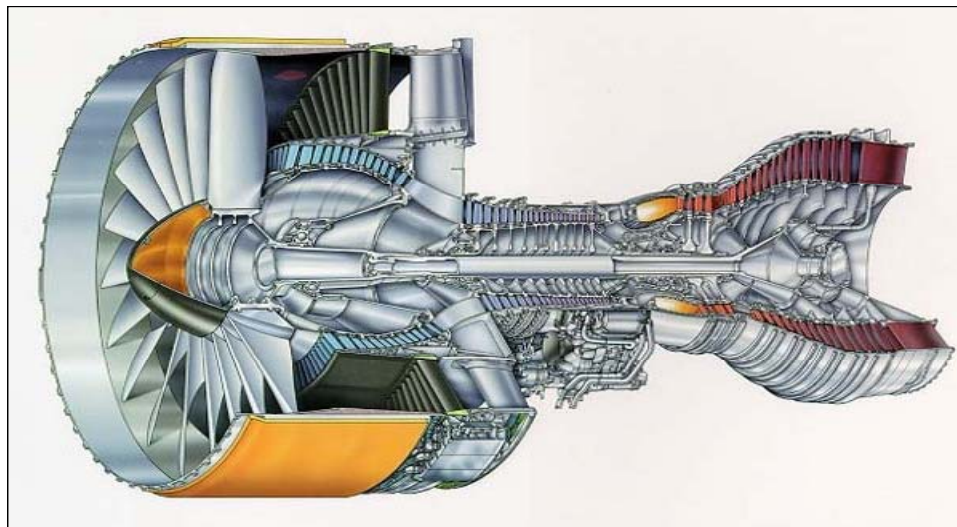


Abbildung 1.1      Turbofantriebwerk

Abbildung 1.1 zeigt als Beispiel ein Turbofantriebwerk, ein hoch kompliziertes Agregat, das aus mehreren tausend Einzelkomponenten besteht und durch seine hohen Entwicklungs- und Fertigungskosten einen Großteil des Anschaffungspreises eines modernen Verkehrsflugzeuges ausmacht. Ebenso werden durch die Triebwerke etwa die Hälfte der Betriebskosten verursacht, wobei wiederum die Hälfte davon auf die Brennstoffkosten entfällt. Dieser Sachverhalt verdeutlicht, daß die konsequente Weiterentwicklung solcher Triebwerke nicht nur die Wirtschaftlichkeit steigert, die den Kostendruck der Fluggesellschaften mindert, son-

dern auch den immer weiter steigenden Ressourcenverbrauch und die dadurch entstehende Belastung der Umwelt senkt.

Die Weiterentwicklung und Optimierung ist Bestandteil vieler Disziplinen wie z.B. der Verbrennungstechnik, Werkstofftechnik, Verdichter- und Turbinenaerodynamik. Neben der Verbesserung der Verbrennung und somit Reduktion des Brennstoffverbrauches kann durch leistungsstärkere Werkstoffe die Kreisprozeßtemperatur angehoben werden, wodurch sich unter anderem der spezifische Schub steigern läßt.

Besonderes Augenmerk der Aerodynamik gilt der Niederdruckturbine. Diese treibt Teile des Verdichters und den Fan an und kann in einigen Triebwerken sogar bis zu einem Drittel des Gesamtgewichtes ausmachen. Eine Wirkungsgradsteigerung der Niederdruckturbine von 1% kann zu einer Wirkungsgradsteigerung von 0.7 - 0.9% des gesamten Triebwerkes führen. Durch das große Höhen-Sehnen-Verhältnis der Schaufeln in einer Niederdruckturbine (typischerweise 1:5) ist die Verlustentstehung in der Profilgrenzschicht der dominierende Mechanismus [23]. Aus diesem Grund ist das Schaufeldesign und damit die Schaufelgeometrie ein wichtiger Parameter bei der Optimierung der Wirkungsgrade.

Neben der Schaufelgeometrie tragen aber auch die Wechselwirkungen benachbarter Schaufelreihen, Stator-Rotor- und Rotor-Stator-Kombinationen, über die Nachläufe wesentlich zur Verlustentstehung in der Grenzschicht nachfolgender Schaufeln bei. Das Ziel ist, diese nachlaufinduzierten Effekte und die daraus entstehenden Verlustmechanismen besser zu verstehen, um dadurch zusätzliche Wirkungsgradsteigerungen zu erreichen. Eine Möglichkeit solche nachlaufinduzierten Effekte zu nutzen, besteht in einer speziellen Anordnung der Statorschaufelreihen zueinander, wie folgendes Beispiel zeigt.

In Abbildung 1.2 ist eine 1 ½ stufige Turbine abgebildet, bestehend aus einer Stator-Rotor-Stator-Kombination mit gleicher Schaufelzahl für beide Statoren. Beim Durchtritt der Stator 1-Nachläufe durch den Rotor werden die Nachlaufdellen „zerhackt“ und treffen periodisch auf den Stator 2 auf. Dadurch, daß beide Statoren die gleiche Anzahl von Schaufeln besitzen, entstehen ebenso viele periodische Nachläufe wie stromab Stator 2-Schaufeln vorhanden sind. Werden die Statoren nun in Umfangsrichtung relativ zueinander verdreht, so treffen diese periodischen Stator 1-Nachläufe je nach Relativposition an unterschiedlichen Stellen der Stator 2-Schaufeln auf. Dadurch verändert sich das Transitionsverhalten der Grenzschicht der Stator 2-Schaufeln und beeinflußt somit auch den Wirkungsgrad der Turbine. Dieses Phänomen wird als **Clocking-Effekt** bezeichnet. Die Wirkungsgradänderung einer solchen Maschine kann je nach Clockingposition, also Relativposition der beiden Statoren zueinander, bis zu +/-0.5% betragen. Das Wirkungsgradoptimum wird erreicht, wenn die periodischen Nachlaufdellen in die Nähe der Schaufelvorderkante von Stator 2 treffen, was der Clockingposition „1“ in Abbildung 1.2 entspricht [36].

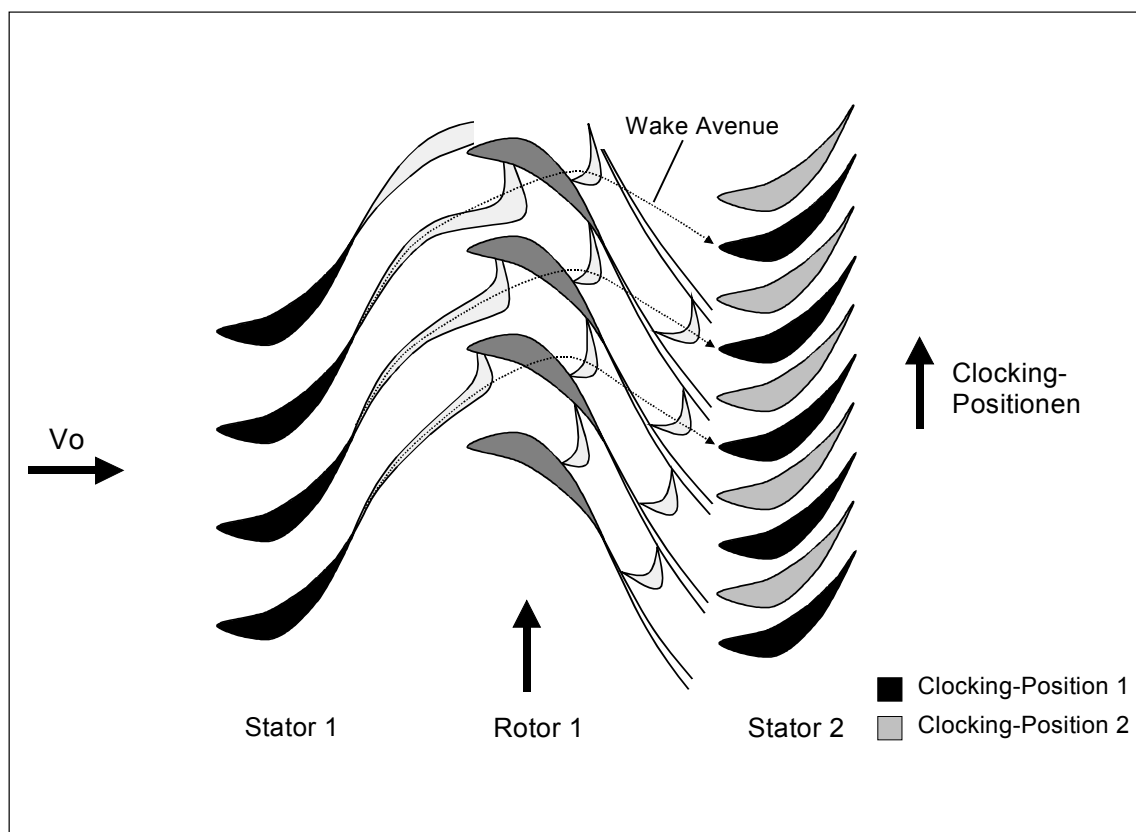


Abbildung 1.2 Der Clocking-Effekt

Daraus wird deutlich, daß der Clocking-Effekt ein Potential zur Wirkungsgradoptimierung von Turbomaschinen besitzt. Jedoch ist das Phänomen in seinen Einzelheiten noch nicht soweit verstanden, um dieses Potential bei der Auslegung zukünftiger Maschinen effektiv nutzen zu können. Aus diesem Grund wurde mit dem Ziel, einen weiteren Beitrag zur Erforschung des Clocking-Effektes zu liefern, vom Fachgebiet "Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik" (TFA) der TU Darmstadt gemeinsam mit der Firma MTU München das Projekt "Numerische Simulation und experimentelle Untersuchung des Clocking-Effekts", kurz "Clocking-Projekt", ins Leben gerufen. Dieses Gemeinschaftsprojekt ist Bestandteil des nationalen Förderprogrammes "AG Turbo", das unter der Federführung des Projektträgers „PTO Jülich“ und Teilfinanzierung des BMWI zur Leistungssteigerung von Gasturbinen beitragen soll. Da der Einsatz von numerischen Werkzeugen in der Auslegung von Turbomaschinen heute eine wichtige Rolle spielt, wurde das Clocking-Projekt in einen experimentellen und numerischen Teil gegliedert, um durch einen Vergleich der Ergebnisse die numerischen Berechnungsverfahren weiter zu optimieren. In Abbildung 1.3 ist die Projektstruktur aufgezeigt.

Zu Beginn des Projektes sollte zunächst ein Versuchskonzept entworfen werden, das es ermöglicht, den Clocking-Effekt in stationäre und instationäre Phänomene aufzuteilen. Dabei soll es möglich sein, die dafür notwendigen Versuche an ein und der selben Beschaukelung durchführen zu können, um genauere Informationen über die Zusammensetzung der statio-

nären und instationären Verlustmechanismen und ihrer Auswirkungen auf den Clocking-Effekt zu erhalten. Bei der Konzeptionierung wurde daher wie folgt vorgegangen.

Im ersten Schritt war eine 1 ½ stufige Niederdruckturbine zu entwickeln und an die Randbedingungen eines schon vorhandenen Prüfstandes anzupassen, die in ihrem Design den Anforderungen einer Clocking-Anordnung entspricht, vergl. Kapitel 3.1. Diese 1 ½ stufige Niederdruckturbine, im Folgenden auch Rotorvariante genannt, dient als Referenzaufbau, da es den Clocking-Effekt in seiner Gesamtheit abbildet.

In einem zweiten Schritt war ausgehend von dieser Rotorvariante eine Konfiguration zu entwerfen, bei der der beschaufelte Rotor durch einen Stabrotor, auch Speichenrad genannt, ersetzt wird. Ein solches Speichenrad, wie es beispielsweise von Trost [69] verwendet wurde, besteht aus zylindrischen Stäben und kann den instationären Nachlauf eines Rotors abbilden, lenkt aber auf Grund der fehlenden Beschaufelung kaum um. Bei beiden Aufbauten, Rotor- und Speichenradvariante, werden die stationären Nachlaufdellen des stromaufliegenden Stators in instationäre Nachlaufsegmente unterteilt. Der Unterschied zur Rotorvariante besteht nun darin, daß diese instationären Nachlaufsegmente beim Durchgang durch den Rotor auf Grund der Umlenkung beschleunigt, gestreckt und gestaucht werden, was als „Zirkulationseffekt“ bezeichnet wird. Da aber an einem Speichenrad kaum Umlenkungen stattfinden, werden die instationären Nachlaufsegmente in ihrer Struktur nicht oder nur wenig beeinflusst. Damit fallen für diese Anordnung die Zirkulationseffekte weg, und die Clockinguntersuchung reduziert sich allein auf instationäre nachlauforientierte Effekte, die durch die Geschwindigkeits- und Turbulenzverteilung hinter den rotierenden Speichen entstehen.

In einem dritten und letzten Schritt war aufbauend auf der Speichenradvariante eine Anordnung zu entwickeln, die es ermöglicht, stationäre Stator-Stator-Interaktionen zu untersuchen. Diese Stator-Stator-Anordnung besitzt keine drehenden Schaufelgitter oder Zylinderstäbe, weshalb sowohl Zirkulationseffekte als auch instationäre Effekte wegfallen.

Für die Optimierung und die Abstimmung dieses dreiteiligen Versuchsaufbaus muß zunächst das aerodynamische Design in experimentellen Voruntersuchungen analysiert werden. Denn um eine Vergleichbarkeit der drei unterschiedlichen Varianten sicherzustellen, müssen die aerodynamischen Randbedingungen am Eintritt in den zweiten Stator möglichst vergleichbar sein. Hierfür sind zu Beginn des experimentellen Teils Messungen im Nachlauf der einzelnen Schaufeln und verschiedener Zylinderstäbe durchzuführen und auszuwerten, vergl. Abbildung 1.3.

Auf der Grundlage dieser Voruntersuchungen ist dann der Prüfstand zu konstruieren, zu fertigen und in Betrieb zu nehmen. Danach sind mit Hilfe der gängigen Strömungsmeßtechniken zunächst Messungen an der stationären Stator-Stator-Anordnung und nach einem Umbau des Prüfstandes Messungen an der Speichenradvariante und abschließend an der Rotorvariante durchzuführen, vergl. Abbildung 1.4.

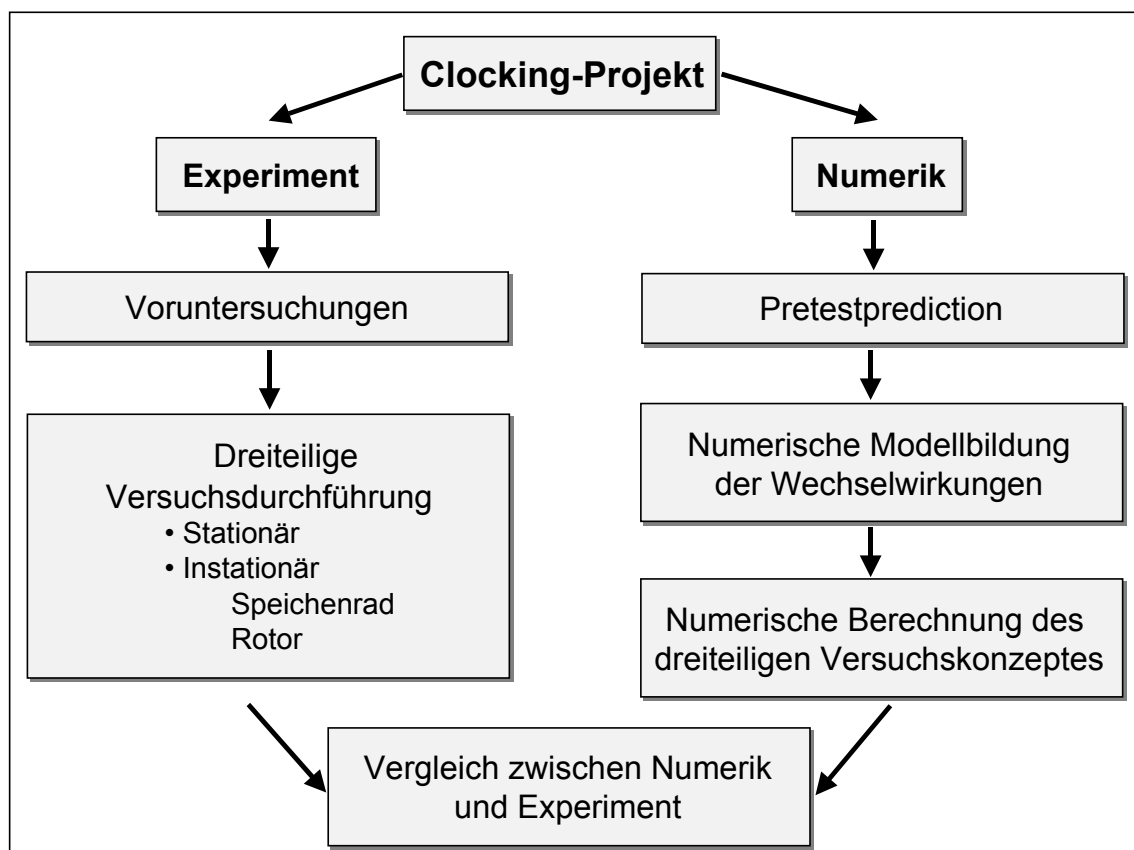


Abbildung 1.3

Projektstruktur

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen sind, basierend auf dem dreiteiligen Versuchskonzept im Rahmen des Forschungsvorhabens, numerische Berechnungen durchzuführen, vergl. Abbildung 1.3. Im ersten Teil der Numerik soll in einer numerischen Voruntersuchung der Versuch unternommen werden, die Größenordnung der Wirkungsgradschwankungen und Verluständerungen in Abhängigkeit von der Clockingposition der 1 ½ stufigen Niederdruckturbine zu bestimmen. Hierfür soll ein numerischer CFD Code des DLR (TRACE\_U) verwendet werden [29].

Der zweite Teil enthält die Modellbildung der Wechselwirkungen, die Weiterentwicklung eines im Quelltext verfügbaren Navier-Stokes-Codes durch Implementierung von geeigneten Turbulenzmodellen und deren Validierung durch Testfälle, vergl. Abbildung 1.3. Im Gegensatz zur numerischen Voruntersuchung soll für die anschließenden numerischen Berechnungen das Berechnungsprogramm NS2D verwendet werden. Dieses Programm ist eine Eigenentwicklung der Gruppe von Prof. Schilling der TU München und bietet uneingeschränkten Zugriff zum Source Code. Die Turbulenzmodellierung basiert auf linearen und nichtlinearen low-Re-Zweigliedungsmodellen und Zweischichten-Turbulenzmodellen [4], [70]. Im letzten Teilschritt sind dann auf der Basis des validierten Source Codes alle drei Versuchsaufbauten aus dem Experiment nachzurechnen und mit den experimentellen Ergebnissen zu vergleichen. Dieser abschließende Vergleich zwischen den experimentellen

und numerischen Ergebnissen soll schließlich die Leistungsfähigkeit des verwendeten numerischen Berechnungsprogrammes NS2D zeigen und zusätzliche Informationen zum Clocking-Effekt in Ergänzung zu den Experimenten liefern.

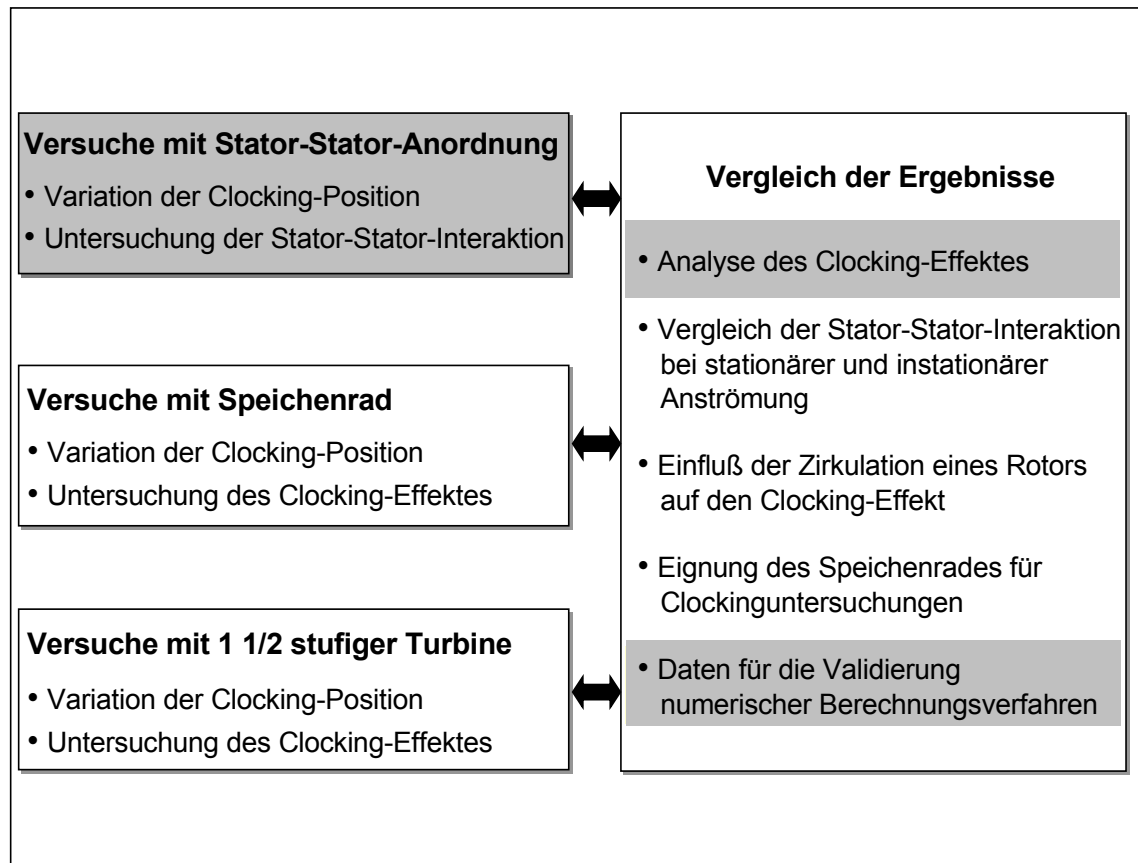


Abbildung 1.4

Dreiteilige experimentelle Versuchsdurchführung

Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit war es, im Rahmen des experimentellen Teils des bisher geschilderten Gesamtprojektes folgende Themen zu bearbeiten:

- Schaufelentwurf und Auslegung der drei Versuchsaufbauten Rotorvariante, Speichenradvariante und Stator-Stator-Variante mit Unterstützung der Firma MTU München.
- Fertigung der Beschaukelung sowie anschließend die Durchführung der Voruntersuchung zur Abstimmung der drei Versuchsaufbauten.
- Planung, Bau und Inbetriebnahme des Clockingprüfstandes
- Experimentelle Untersuchung der Stator-Stator-Variante durchführen, womit der erste Teil des experimentellen Prüfkonzeptes abgeschlossen wird. Hierzu sind Totaldruckmessungen und Hitzdrahtmessungen in der Zu- und Abströmung von Stator 2 in Abhängig-



keit von der Clockingposition durchzuführen. Ebenso sollen mit statischen Wanddruckbohrungen und Oberflächenheißfilmsensoren auf der Schaufeloberfläche von Stator 2 die Grenzschichteffekte in Abhängigkeit von der Clockingposition bestimmt werden.

Diese Messungen bilden neben der Untersuchung, Analyse und Schlußfolgerungen zum Clocking-Effekt auch gleichzeitig die Grundlage für die qualitative Beurteilung des Schaufeldesigns und des daraus resultierenden Clockingpotentials.

## 2 Stand des Wissens

### 2.1 Bisherige Clockinguntersuchungen

Bei Untersuchungen an einer 2-stufigen Turbine mit gleicher Anzahl von Schaufeln für jeden Stator beobachteten Huber und Sharma [36] eine periodische Verteilung der Totaldruckverluste am Austritt der Maschine. Bei weiterführenden Untersuchungen ergab sich eine Wirkungsgradänderung der Turbine in der Größenordnung von  $\pm 0.5\%$ , ausgelöst durch eine veränderte relative Umfangsposition der Statoren zueinander. Diese Wirkungsgradänderung wird ausgelöst durch die unterschiedlichen Auftreffpositionen der im Rotor zerhackten und periodisch auf den Stator 2 auftreffenden Stator 1-Nachläufe. Das Wirkungsgradmaximum entsteht, wenn die periodischen Einzelnachläufe von Stator 1 auf die Vorderkante von Stator 2 treffen. Umgekehrt entsteht das Wirkungsgradminimum, wenn die periodischen Einzelnachläufe von Stator 1 zwischen zwei Stator 2-Schaufeln treffen. Huber et. al. [36] führten daraufhin den Begriff „Clocking“ ein, als Bezeichnung für die Relativposition der beiden Statoren zueinander und bezeichneten die daraus resultierenden Wirkungsgradschwankungen als „Clocking-Effekt“. Griffin, Huber und Sharma [18] führten parallel dazu numerische Berechnungen durch, die die Beobachtungen aus dem Experiment bestätigten. Als mögliche Ursache wurde eine reduzierte Geschwindigkeit und kleinskalige Turbulenzen auf dem Stator 2 angegeben.

Zuvor haben bereits Binder, Schröder und Hourmouziadis [2] bei umfangreichen Messungen an einer 5-stufigen Niederdruckturbine Ablösungen an Schaufeln des zweiten Rotors beobachtet. Da diese Ablösungen nicht an allen Schaufeln zu erkennen waren, fanden sie schließlich heraus, daß dies durch eine Wechselwirkung mit dem stromaufliegenden Rotor verursacht werden muß. Der Nachlauf des ersten Rotors wird im Relativsystem von dem darauffolgenden Stator zerhackt und trifft periodisch auf den nachfolgenden Rotor auf. Da beide Rotoren eine unterschiedliche Anzahl von Schaufeln besaßen, kam es zu einer Verschiebung der periodischen Nachlaufdellen. Binder et. al. [2] fanden heraus, daß es zu Ablösungen kommt, wenn die periodische Nachlaufdelle die Vorderkante der Rotorschaufel trifft, und die Ablösung unterdrückt wird, wenn der periodische Nachlauf zwischen zwei Schaufeln trifft.

Ladwig [39] hat in einem Gitterwindkanal systematische Untersuchungen an stationär angeströmten Niederdruckturbinenschaufeln durchgeführt. Mit Hilfe von Zylinderstäben wurde ein

stationärer Nachlauf erzeugt, der relativ zu den Turbinenschaufeln traversiert wurde. Ladwig fand heraus, daß sich in Abhängigkeit von der Relativposition des Zylindernachlaufes zum Profil der Totaldruckverlust des Profils verändert und konnte dies durch die Wechselwirkung des Nachlaufes mit der Grenzschicht der Schaufeln erklären. Er machte den Vorschlag, durch die Relativposition von Schaufelreihen gleicher Schaufelzahl den Wirkungsgrad von Turbomaschinen positiv zu beeinflussen. Fottner und Engber [14] und Acton [1] konnten die von Ladwig gemachten Beobachtungen an anderen Profiltypen bestätigen.

Halstead et. al. [19] konnten in experimentellen und numerischen Untersuchungen erstmals zeigen, daß die Grenzschichtentwicklung auf der Saugseite des zweiten Stators nachhaltig beeinflußt wird, wenn sich die Relativposition des ersten Stators verändert. Trifft der periodische Nachlauf des ersten Stators in die Teilung des zweiten Stators, dann findet keine Wechselwirkung mit der Schaufelgrenzschicht statt. Hierdurch kommt es zu einer periodischen nachlaufinduzierten Transition, die im Wesentlichen durch die Rotorschaufeln selbst beeinflußt wird. Interagiert aber der periodische Nachlauf von Stator 1 mit dem Stator 2, dann wird zwischen zwei Rotornachläufen zusätzliche Turbulenz aus dem Stator 1-Nachlauf in die Grenzschicht von Stator 2 transportiert. Die periodische Transition findet jetzt praktisch bei der doppelten Nachlauffrequenz statt. Dadurch wird zwar zwischen den turbulenten Streifen des Rotornachlaufes die „beruhigte Zone“ unterdrückt, aber dafür weitet sich der transitionale Bereich aus, und die Gebiete vollturbulenter Grenzschicht werden verkleinert.

Reinmöller und Niehuis [55] konnten in einer 1 ½ stufigen Niederdruckturbine an Schaufeln mit einem niedrigen Höhen-Sehnen-Verhältnis und einer ausgeprägten dreidimensionalen Strömung den Einfluß der Clockingposition auf die Sekundärströmung hinter Stator 2 zeigen. Weiter konnten sie beobachten, daß durch den geringen Axialabstand und die Potentialwirkung des zweiten Stators stromauf die Nachläufe von Stator 1 in und kurz hinter der Rotorpassage durch die Clockingposition nachhaltig beeinflußt werden.

Durch verbesserte Transitionsmodelle und verbesserte numerische Berechnungsverfahren gewinnt die numerische Simulation des Clocking-Effektes zunehmend an Bedeutung. Neben frühen Arbeiten von Dorney und Sharma [9] sowie von Eulitz und Engel geben Dorney et. al. [10] einen Überblick über aktuelle Arbeiten und konnten an einer „geclockten“ 4-stufigen Turbine die unterschiedlichen Auswirkungen der einzelnen Stufen der Turbine zueinander zeigen. Sie machen auch den Vorschlag, durch zusätzliches Rotor-Clocking den Gesamtwirkungsgrad von Turbomaschinen weiter zu verbessern. Andere numerische Arbeiten mit zusätzlichen Details zu den Berechnungsverfahren geben beispielsweise Höhn und Heinig [31], Hummel [37] sowie Breitbach [4] an.

Auch bei Verdichtern ist der Clocking-Effekt zu beobachten. Eine der ersten Arbeiten auf dem Gebiet des Verdichter-Clockings wurde von Capece und Fleeter [6] durchgeführt. Sie haben an einem 3-stufigen Verdichter herausgefunden, daß die Schaufelbelastung und das Schwingungsverhalten in Abhängigkeit von der Umfangsposition der Statoren zueinander

verändert wird. Umfangreiche Arbeiten mit einem Überblick zum Verdichter-Clocking wurden beispielsweise von Dorney et. al. [12], Dorney und Shama et. al. [11] und Walker et. al. [74] veröffentlicht. Sie zeigen, daß ähnlich wie beim Turbinen-Clocking ein Verlustminimum dadurch erreicht werden kann, wenn der periodische Statornachlauf auf die Vorderkante des nachfolgenden Stators trifft. Zudem konnten Hsu und Wo [35] zeigen, daß durch Rotor-Clocking in einem Verdichter die instationären Schaufelkräfte der Statorschaufeln um mehr als die Hälfte gesenkt werden können.

Die aufgeführten Arbeiten haben gezeigt, daß es möglich ist, mit Hilfe des Clocking-Effektes das Verlustverhalten von Turbomaschinen positiv zu beeinflussen. Um die dabei ablaufenden Vorgänge verstehen zu können, ist eine genaue Kenntnis der unterschiedlichen Verlustmechanismen innerhalb einer Turbomaschine notwendig, die im Folgenden zusammengefaßt und beschrieben werden.

## 2.2 Verlustmechanismen

Die Durchströmung von Turbomaschinen gehört zu den komplexesten Vorgängen in der angewandten Strömungsmechanik und ist stets dreidimensional, viskos und instationär. Die dabei innerhalb der Maschine ablaufenden Strömungsvorgänge sind hinsichtlich ihrer Ursache und Wirkung auch heute noch nicht vollständig verstanden. Für die ständigen Bemühungen, eine Verbesserung der Wirkungsgrade von Turbomaschinen zu erreichen, ist vor allem das Wissen über die Verlustentstehung und deren Auswirkung auf das Betriebsverhalten von entscheidender Bedeutung. Deshalb wird zunächst ein Überblick über die Verlustmechanismen gegeben. Hierzu gehören:

- Profilverluste
- Stoßverluste
- Wandreibungsverluste
- Sekundärverluste
- Spaltverluste

Die **Spaltverluste** entstehen an den für die Rotation notwendigen Spalten zwischen Rotor-schaufel und Außengehäuse sowie zwischen Statorschaufel und rotierendem Läufer, also über dem Deckband bzw. der Schaufelspitze. Diese Leckageströmung wird bei Turbinen von dem Gesamtmassenstrom abgezweigt und an der Schaufel vorbeigeführt. Dadurch wird ein Teil des Energieinhaltes der Strömung nicht genutzt und geht dem Gesamtprozeß verloren. Weiter kommt es durch die Vermischung des Leckagestromes mit dem Restmassenstrom

stromab der Schaufel zu Mischungsverlusten und Sekundärwirbelbildung, die ebenfalls Energie dissipieren. Bei Verdichtern kommt es durch den positiven Druckgradienten in der Maschine zur Rückströmung über dem Spalt. Dadurch erhöht sich der Gesamtdurchsatz im Rotor, wobei ein Teil der aufgewandten Energie in die Zirkulation des Leckagestromes geht. Durch die Induktion eines Leckagewirbels kann es in Verdichtern zum „Stall“ kommen, was die Leistung der Maschine stark beeinträchtigt [40].

In modernen Gasturbinen wird heute eine aktive Spaltkontrolle zur Reduktion der Spaltverluste eingesetzt. Über die Gehäusekühlluftregelung kann die Gehäusetemperatur so eingestellt werden, daß der Spalt möglichst klein wird, so daß betriebspunktabhängige Spaltverlustzunahmen vermindert werden können [72].

**Sekundärverluste** entstehen durch Grenzschichtwechselwirkungen und die daraus resultierende Wirbelbildung im Naben- und Gehäusebereich von Turbinen und Verdichtern. Beim Durchströmen des Schaufelkanals wird den gekrümmten Stromlinien ein von der Druckseite zur Saugseite der anderen Schaufel gerichteter Druckgradient aufgeprägt. Die durch die Seitenwandreibung in der Grenzschicht der Nabe bzw. Gehäusewand verzögerten Teilchen sind nicht in der Lage, diesem Druckgradienten eine ausreichende Bahnfliehkraft entgegenzusetzen und werden zur Saugseite hin verschoben. Durch das Ungleichgewicht zu den beschleunigten, nicht verschobenen Stromlinien im Außenbereich und den verzögerten, verschobenen Stromlinien im wandnahen Bereich kommt es zu einer Ausgleichsströmung senkrecht zur Strömungsrichtung von innen nach außen auf der Saugseite und von außen nach innen auf der Druckseite. Durch diese Ausgleichsströmung werden Sekundärwirbel induziert mit Wirbelachsen in Strömungsrichtung [40].

Zusätzlich zu diesen Kanalwirbeln bildet sich ein sogenannter Staupunktwirbel aus. Die Naben- bzw. Gehäusewandgrenzschicht muß im Bereich des Schaufelstaupunktes einen sehr hohen Druckgradienten überwinden, wodurch es im Wandbereich vor der Schaufel zu einer Strömungsablösung kommt. Die abgelöste Grenzschicht umströmt die Schaufelvorderkante, wobei ein Wirbel induziert wird, der zu beiden Seiten durch den Schaufelkanal strömt.

Die durch die Sekundärwirbel induzierten Verluste sind abhängig von der Umlenkung und der Beschleunigung der Strömung durch die Schaufel. Mit zunehmender Umlenkung und abnehmender Beschleunigung steigen die Sekundärverluste stark an, weshalb verzögerte Verdichterströmungen besonders betroffen sind.

**Wandreibungsverluste** entstehen durch Reibung in den Grenzschichten an der Gehäusewand und der Nabe im Bereich der gesamten Turbomaschine. Aber nicht nur die reinen Reibungsverluste, sondern auch die gesamte Strömungsentwicklung durch die Turbomaschine wird von den Wandgrenzschichten beeinflusst. So sind diese Grenzschichten maßgeblich an der Entstehung der oben beschriebenen Sekundärströmung und den daraus resultierenden Verlusten durch die Kanalwirbel und Staupunktwirbel beteiligt. Durch ein stetes Anwachsen

der Grenzschichten kommt es zu Versperrungseffekten. Besonders kritisch sind zunehmende Wandgrenzschichten in Verdichtern zu bewerten, da es hier zu einer Beeinflussung des „Stall-“ und „Surge-Verhaltens“ kommen kann. Nimmt man die Wandreibungsverluste mit den von den Wandgrenzschichten induzierten Verlusten zusammen, dann können diese einen großen Teil der Verluste in der Turbomaschine ausmachen. Lakshminarayana [40] spricht von 25% bis zu 50% der Gesamtverluste je nach Maschinentyp und Betriebspunkt.

Als **Stoßverluste** werden die durch einen Verdichtungsstoß in Überschallströmungen verursachten Verluste bezeichnet. Der Verdichtungsstoß tritt beim Übergang einer supersonischen Strömung in eine subsonische Strömung auf und ist durch seine Unstetigkeit mit einer sprunghaften Änderung der Zustandsgrößen verbunden. Streng genommen ist diese Änderung zwar stetig, aber auf einer Wegstrecke in der Größenordnung der freien Weglänge  $l$  und kann deshalb für technische Probleme als unendlich klein angesehen werden [65]. Auf dieser kurzen Wegstrecke spielen Wärmeleitungs- und Reibungseffekte eine entscheidende Rolle. Ein Stoß geht immer mit einer starken Entropieerhöhung einher, woraus die Verluste resultieren.

Mit dem Begriff **Stoßverlust** werden aber auch oft Verluste durch Fehlanströmung bezeichnet, die durch Abweichungen des Zuströmwinkels vom Auslegungswinkel entstehen, beispielsweise durch Teil- oder Überlast der Maschinen. Winkeländerungen zur Druckseite hin werden als „Bauchstoß“ und zur Saugseite hin als „Rückenstoß“ bezeichnet. Durch solche Winkeländerungen kann es zu Ablösungen auf der Saug- oder Druckseite des Profils kommen, wodurch die Verluste stark ansteigen. Besonders gefährdet sind Verdichter, da Fehlanströmungen zum „Rotating Stall“ führen können [40]. In wieweit eine Zuströmwinkeländerung das Verlustverhalten eines Profils beeinflusst, hängt von der Maschine und dem jeweiligen Schaufeltyp ab. Traupel [68] gibt exemplarisch am Beispiel verschiedener Schaufeltypen die Verlustbeiwertsänderung in Abhängigkeit vom Zuströmwinkel an.

Die **Profilverluste** setzen sich aus viskosen Reibungseffekten und turbulenter Dissipation in der Profilgrenzschicht und im Nachlauf zusammen [68]. Zu den Profilverlusten zählt auch der **Hinterkantenverlust**, der oftmals als separate Verlustart aufgeführt wird [40]. Durch das Zusammenwachsen der Saug- und Druckseitengrenzschicht mit dem Totwassergebiet der Profilhinterkante kommt es zu Mischungsverlusten und zur Induktion eines Hinterkantenwirbels, der ebenfalls Energie dissipiert. In manchen Fällen kann es auch zur Hinterkantenumströmung oder sogar zu kleinen Ablösungen kommen. Der entscheidende Einflußparameter für die Verlustentstehung ist die geometrische Gestaltung der Hinterkante. Anhaltspunkte hierfür werden von Traupel [68] angegeben.

In Niederdruckturbinen entstehen Verluste hauptsächlich in der Profilgrenzschicht, was auf das baulich bedingte große Höhen-Sehnen-Verhältnis (aspect ratio) der Beschaufelung von

ca. 5:1 zurückzuführen ist [34]. Dadurch wird nur ein kleiner Teil der Schaufeloberfläche durch Sekundärströmung beeinflusst, weshalb sich überwiegend eine 2-dimensionale Strömung über dem Profil ausbildet.

Zusätzlich teilen sich die Profilverluste unterschiedlich auf die Saug- und Druckseite auf. Bei hoch belasteten Schaufeln (High Lift Profilen), wie sie auch in dieser Arbeit verwendet wurden, vergl. Kapitel 2.3.5, entstehen etwa 80% der Verluste auf der Saugseite und nur etwa 20% der Verluste auf der Druckseite, vorausgesetzt, daß auf der Druckseite eine beschleunigte Grenzschicht ohne Ablöseblase vorliegt. Wenn dies nicht der Fall ist, können durchaus auch größere anteilige Verluste auf der Druckseite erwartet werden.

Die oben aufgeführten Zusammenhänge zeigen, daß gerade die Profilhrenzschichten, besonders auch die der Saugseite, von entscheidender Bedeutung bei der Optimierung von axialen Turbomaschinen sind. Diese Grenzschichten werden vor allem durch den laminar-turbulenten Umschlag und die sich daraus ergebenden unterschiedlichen Transitionsformen geprägt. Haupteinflußparameter für die Lage und Art des Grenzschichtumschlages sind die Reynoldszahl, der Druckgradient der Außenströmung, der Turbulenzgrad der Außenströmung, Oberflächenkrümmung, Oberflächenrauigkeit und stationäre und instationäre inhomogenitäten in der Zuströmung. Einen umfassenden Überblick über die in Turbomaschinen vorkommenden Transitionsformen hat Mayle [43] veröffentlicht. Sie werden im Folgenden kurz erläutert.

## 2.3 Transitionsmechanismen

### 2.3.1 Natürliche Transition

Schlichting [57] beschreibt die natürliche Transition an einer ebenen Platte, die in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt ist. Bei niedrigen Turbulenzgraden ist die Grenzschicht zu Beginn immer laminar (1). Erst bei Erreichen einer kritischen Reynoldszahl kommt es zur Ausbildung von Instabilitäten, die sich zunächst in Form von 2-dimensionalen Tollmien-Schlichting-Wellen bemerkbar machen (2). Diese Störungen breiten sich mit einer Geschwindigkeit von etwa  $0.3 - 0.35 U_\infty$  aus und gehen weiter stromab durch ein Anfachen der Amplituden in 3-dimensionale Instabilitäten (3) über, die nichtlinear anwachsen (4). Schließlich führen diese starken Fluktuationen zur Ausbildung von sogenannten turbulenten Flecken (turbulent spots) (5), die durch ein Zusammenwachsen weiter stromab eine voll ausgebildete turbulente Grenzschicht (6) bilden. Der Bereich (2) bis (5) in Abbildung 2.1 wird als Transitionsbereich bezeichnet, da es hier zum kontinuierlichen Übergang von laminarer zu turbulenter Grenzschicht kommt. Der Bereich (5) wird auch als intermittierende Strömung bezeichnet, da sich hier auf Grund der turbulenten Flecken laminare und turbulente Abschnitte abwechseln, was später noch ausführlicher beschrieben wird. Die natürliche Transition spielt

in Turbomaschinen auf Grund der vergleichsweise hohen Re-Zahl und der hohen Turbulenzgrade eine eher untergeordnete Rolle. Jedoch wurden in stark verzögerten Strömungen in Verdichtern auch Tollmien-Schlichting-Wellen beobachtet [43].

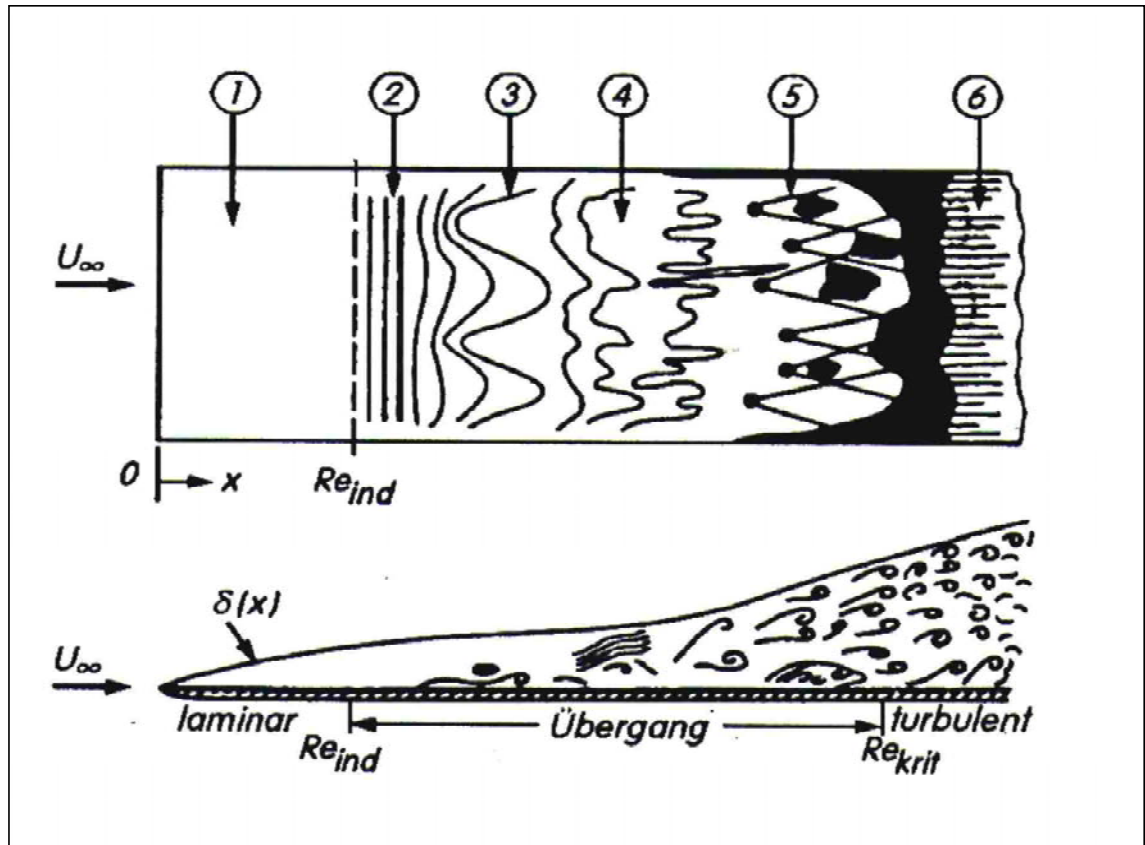


Abbildung 2.1

Natürliche Transition [57]

### 2.3.2 Bypass-Transition

In Strömungen mit beispielsweise hohen Turbulenzgraden oder an rauen Oberflächen kann es durch den Eintrag von Störungen mit großen Amplituden zu einem verfrühten Grenzschichtumschlag kommen. Dadurch werden die Transitionsmechanismen (2), (3) und (4) nach Abbildung 2.1 übersprungen („bypassed“) und es kommt sofort zur Bildung von turbulenten Flecken. Durch die hohen Turbulenzgrade und die ausgeprägte Nachlaufwechselwirkung der Beschaukelung ist in Turbomaschinen die Bypass-Transition eine der wichtigsten Transitionsformen.

Bei der theoretischen Betrachtung dieser Transitionsform liegt der Schwerpunkt auf der Produktion, dem Wachstum und der Konvektion der turbulenten Flecken [44]. In Abbildung 2.2 a) ist die Entwicklung und der Verlauf eines turbulenten Fleckens am Beispiel einer ebenen



Platte ohne Druckgradient nach Schubauer und Klebanoff [61] dargestellt. Der turbulente Fleck kann vereinfacht als Dreieck angenommen werden und breitet sich senkrecht zur Strömungsrichtung unter einem Winkel von etwa  $22^\circ$  aus. Die Aufweitung entsteht durch die unterschiedlichen Konvektionsgeschwindigkeiten auf der Vorder- und Rückseite des turbulenten Fleckens, dargestellt relativ zur Freistromgeschwindigkeit  $V_\infty$ .

Eine einfache Beschreibung der Flecken-Entwicklung ermöglicht ein Weg-Zeit-Diagramm, dargestellt in Abbildung 2.2 b). Linien konstanter Zeit  $t$  geben den Zustand entlang der Oberfläche  $S$  wieder, und Linien konstanten Orts  $S$  zeigen den zeitlichen Verlauf. Da sich die Konvektionsgeschwindigkeiten der Vorder- und Rückseite in Strömungsrichtung nicht verändern, ergeben sich Geraden mit einer konstanten Steigung im Weg-Zeit-Diagramm.

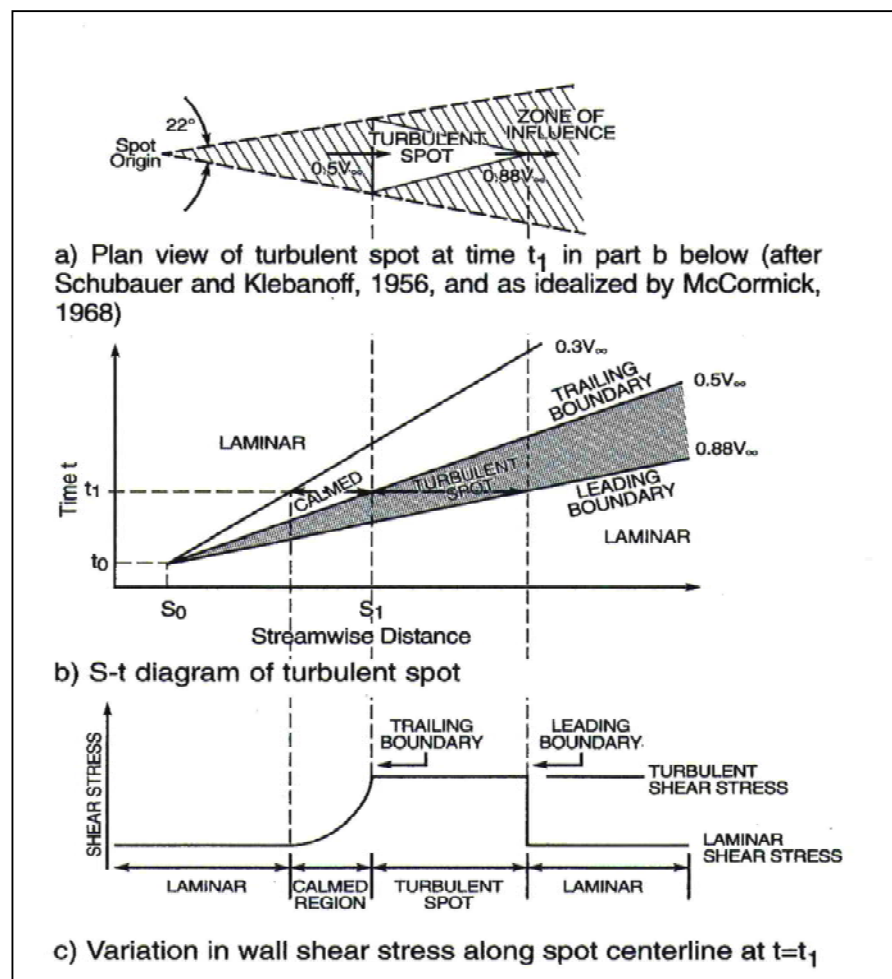


Abbildung 2.2 Räumliche und zeitliche Entwicklung eines turbulenten Fleckens [19]

Von besonderer Bedeutung ist die Darstellung der Wandschubspannung in Abbildung 2.2 c) für eine feste Zeit  $t_1$ . An der Vorderseite des turbulenten Fleckens steigt die Wandschubspannung abrupt von lamniar nach turbulent an. Über den turbulenten Flecken hinweg ist sie

konstant und fällt hinter dem turbulenten Flecken graduell ab. Dieser Bereich wird als „beruhigte Zone“ (calmed-region) bezeichnet und wurde das erste Mal von Schubauer und Klebanoff [61] beobachtet. In der beruhigten Zone werden Instabilitäten unterdrückt, und durch die erhöhte Wandschubspannung und ein völligeres Geschwindigkeitsprofil ist dieser Bereich nicht so stark ablösegefährdet in Strömungen mit positivem Druckgradienten.

In der transitionalen Strömung gibt es also so lange intermittierende Bereiche, bis die einzelnen turbulenten Flecken zusammengewachsen sind und eine vollturbulente Grenzschichtströmung bilden. Eine Aussage über den Zustand der transitionalen Strömung kann mit Hilfe der **Intermittenz**  $\gamma$  getroffen werden. Die Intermittenz ist ein Wahrscheinlichkeitsmaß dafür, ob ein bestimmter Ort auf der Oberfläche des umströmten Körpers von turbulenter oder laminarer Strömung bedeckt wird. Dies wird in Abbildung 2.2 b durch den zeitlichen Verlauf eines turbulenten Fleckens für einen festen Ort  $s$  verdeutlicht. Ein Intermittenzfaktor  $\gamma = 0$  legt eine laminare Strömung fest und ein Intermittenzfaktor  $\gamma = 1$  eine turbulente Strömung. Werte dazwischen zeigen an, wie stark die Strömung zwischen den beiden Zuständen „intermittiert“. Eine Methode zur Berechnung der Intermittenz aus dem Zeitsignal von Sensoren geben beispielsweise Leslie et.al. [41] oder Hedley und Keffer [27] an. Die exakte Vorgehensweise der Methode von Hedley und Keffer [27] wird später in Kapitel 4.4.2 näher erläutert. Eine Zusammenfassung und einen Überblick über die Untersuchung von intermittierenden Strömungen und Intermittenzanalysen finden sich beispielsweise bei Chakka und Schobeiri [7], Halstead et. al [19] und Mayle [43].

### 2.3.3 Transition über Ablöseblase

Bei positiven Druckgradienten oder auch sehr kleinen Re-Zahlen kann es im Bereich der verzögerten Strömung zu laminaren Ablösungen kommen. Dies ist der Fall, wenn die energieärmere laminare Grenzschicht nicht mehr in der Lage ist, den Druckanstieg zu überwinden. Abbildung 2.3 zeigt qualitativ den Verlauf der Transition auf der Saugseite eines Niederdruckturbinenprofils in Abhängigkeit der Re-Zahl. Sinkt die Re-Zahl, löst die laminare Grenzschicht ab, und durch Instabilitäten der abgelösten Scherschicht kommt es oberhalb der Blase zu einem raschen laminar-turbulenten-Umschlag. Auf Grund des massiven Eintrages von turbulenter kinetischer Energie und einem starken Wachstum der Grenzschicht ist die abgelöste Strömung in der Lage, sich turbulent wieder anzulegen und zu stabilisieren, wodurch sich eine sogenannte laminare Ablöseblase bildet [42].

Es wird grundsätzlich zwischen großen Blasen („long bubble“) und kleinen Blasen („short bubble“) unterschieden. Kleine Blasen haben nur eine lokal begrenzte Auswirkung auf den Profildruckverlauf, weshalb sich vor und hinter der Blase ein Druckverlauf einstellt, der dem einer ablösefreien Strömung entspricht, vergl. Abbildung 2.4 unten. Sinkt die Re-Zahl, kann

es zum „Aufreißen“ der kleinen Ablöseblase kommen („bubble bursting“), wodurch sich ein sehr großes Ablösegebiet bildet [73]. Durch diese große Blase kommt es zu einer massiven Wechselwirkung mit der Außenströmung, so daß sich über dem gesamten Profil ein völlig veränderter Druckverlauf einstellt. Dies kann zum Strömungsabriß führen und massive Verluste zur Folge haben, vergl. Abbildung 2.3.

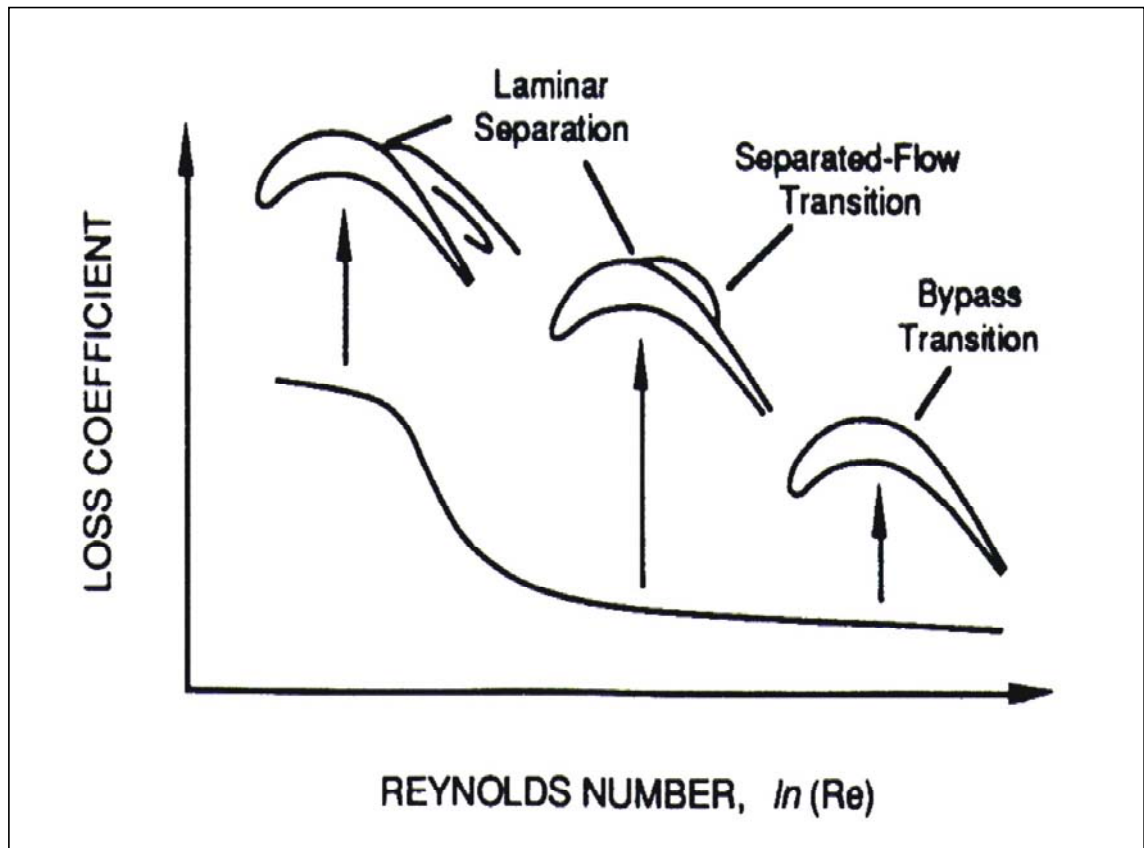


Abbildung 2.3 Saugseitige Transition einer Niederdruckturbinenschaufel [43]

Ablöseblasen bilden sich aber nicht nur auf der Saugseite im Bereich der verzögerten Strömung, sie können sich auch bei bestimmten Profiltypen kurz hinter der Vorderkante sowohl auf der Saug- als auch auf der Druckseite bilden. Zusätzlich zur Re-Zahl wird die Blasengröße in diesem Fall auch durch Anströmwinkeländerungen beeinflusst [43].

Das Totwassergebiet innerhalb der Rückströmung einer Blase ist sehr komplex und interagiert im stromabgelegenen Teil der Blase mit der darüber liegenden abgelösten Scherschicht. An Hand von Abbildung 2.4, mit einer Illustration von Römer [56], soll der Vorgang innerhalb und außerhalb der Blase nochmals detailliert erläutert werden, wobei hier besonders auf die Vorgänge der abgelösten Scherschicht bei niedrigen Re-Zahlen und großen positiven Druckgradienten eingegangen werden soll. Bei Hatman und Wang [24], [25] finden sich zusätzlich detaillierte Beschreibungen über weitere mögliche Ablöseblasenstrukturen.

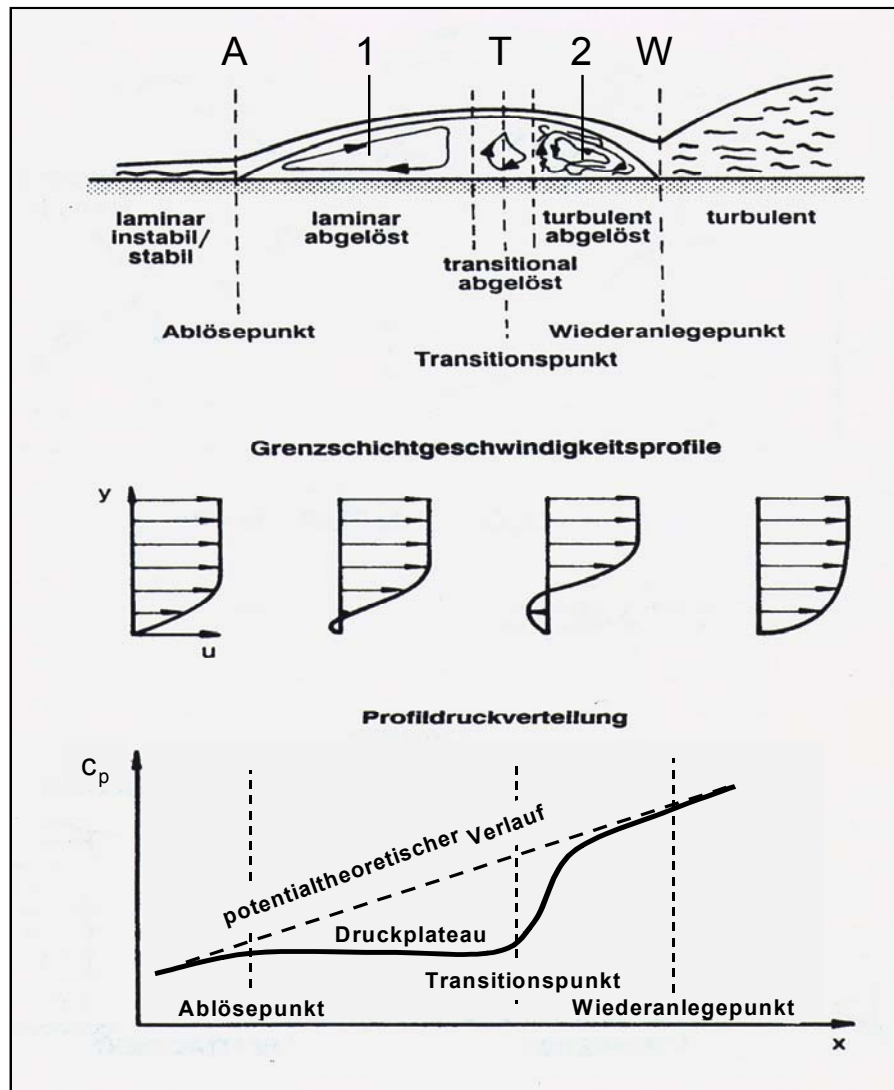


Abbildung 2.4 Blasenstruktur [56]

Vor dem Ablösepunkt (A), vergl. Abbildung 2.4, liegt eine laminare Grenzschicht vor, in der sich Tollmien-Schlichting-Wellen ausbilden können. Nahe dem Ablösepunkt (A) stellt sich stromauf eine niederfrequente Oszillation ein, die von Hatman und Wang [24] als „bubble breathing“ bezeichnet wird. Dieses „bubble breathing“ entsteht durch die Interaktion des Rückströmgebietes innerhalb der Blase mit der abgelösten Scherschicht. Diese niederfrequente Oszillation ist sehr gut in Oberflächenheißfilmsignalen zu erkennen und ist beispielsweise von Haueisen [26] beobachtet worden. Im Ablösepunkt (A) wird die Wandschubspannung zu Null, und die Grenzschicht löst ab. Innerhalb der Blase bildet sich ein Totwassergebiet in Form einer laminaren Rezirkulation (1) von geringer Schwankungsintensität aus. Dadurch kommt es zur Ausbildung eines konstanten statischen Druckes, was zu einer typischen Plateaubildung im  $C_p$ -Verlauf führt, vergl. Abbildung 2.4 unten.

Oberhalb der Blase ist die abgelöste Scherschicht extrem instabil, und im Bereich der größten Blasendicke kommt es zur Transition (T). Durch die Bildung von turbulenten Flecken und

der Induktion von Kelvin-Helmholtzwirbeln entsteht eine massiven Wechselwirkung zwischen der abgelösten transitionalen Scherschicht und dem Totwassergebiet innerhalb der Blase, wodurch es im hinteren Teil zur Anfachung der Ablösewirbel im Rückströmgebiet (2) kommt. Durch diesen starken Impulsaustausch wird genügend Energie in die abgelöste Grenzschicht eingebracht, und im Punkt (W) legt sich die Strömung wieder an, was in einem starken Druckanstieg im  $C_p$ -Verlauf zu beobachten ist. Nach dem Punkt (W) liegt eine turbulente Grenzschicht vor, die sich im Druckverlauf dem potentialtheoretischen Verlauf angleicht, dargestellt durch die gestrichelte Linie in Abbildung 2.4 unten.

Ablöseblasen sind im Niederdruckturbinenbau von besonderer Bedeutung, vor allem bei hoch belasteten Turbinenschaufeln, sogenannten „High-Lift-Profiles“, die in Kapitel 2.3.5 beschrieben werden.

### 2.3.4 Relaminarisierung

Auf der Saugseite im Bereich der Vorderkante oder auf der Druckseite im Bereich der Hinterkante kann es durch sehr große Beschleunigungen zu einer Relaminarisierung kommen, bei denen die Strömung vom turbulenten in den laminaren Zustand zurückgeht [43]. Dieser Vorgang beruht auf starker Streckung der turbulenten Wirbel, die im Wandbereich durch viskose Reibung dissipieren. Voraussetzung dafür ist ein Gleichgewicht zwischen Konvektion, Produktion und Dissipation der turbulenten kinetischen Energie in der Grenzschicht. Dieser Zustand stellt sich ein, wenn der Beschleunigungsparameter  $K$  größer als  $3 \cdot 10^{-6}$  ist.

### 2.3.5 Nachlaufinduzierte Transition

Die Strömung in einer Turbomaschine ist periodisch instationär und hoch turbulent, was sich in erheblichem Maße auf die Transitionsmechanismen auswirkt. Ursache für diese periodische Instationarität sind die hintereinander angeordneten Schaufelreihen und deren Nachläufe, weshalb die Transition auch als „nachlaufinduzierte Transition“ bezeichnet wird. Diese Transitionsform ist sehr komplex, und die Abläufe der einzelnen Mechanismen sind noch nicht vollständig geklärt. Es hat sich aber gezeigt, daß auf ein und derselben Schaufeloberfläche Grenzschichtzustände entstehen können, bei denen mehrere der bereits genannten stationären Transitionsmechanismen gleichzeitig und unabhängig von einander existieren. Deshalb wird die nachlaufinduzierte Transition oft auch als „multi mode transition“ bezeichnet [43].

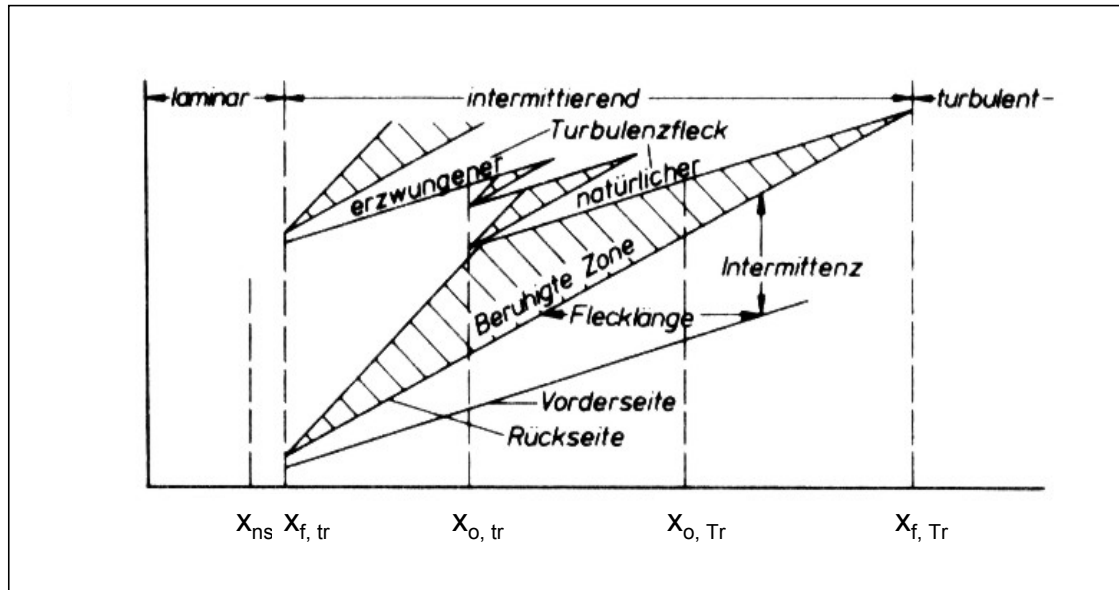


Abbildung 2.5 Nachlaufinduzierte Transition Schröder [59]

Herbst [28] und Schröder [59] waren die ersten, die mit Hilfe von Weg-Zeit-Diagrammen die Entwicklung von Grenzschichten bei instationärer Zuströmung untersucht haben. Am Beispiel einer ebenen Platte, die mit instationären Nachläufen rotierender Zylinderstäbe beaufschlagt wird, sollen im Folgenden die Vorgänge der nachlaufinduzierten Transition erklärt werden.

In Abbildung 2.5 ist das Weg-Zeit-Diagramm der ebenen Platte aus [59] dargestellt. Durch den großen Turbulenzeintrag des Nachlaufes in die Grenzschicht der ebenen Platte kommt es im Punkt  $x_{f, tr}$  zur erzwungenen Transition, die aus einer Anhäufung turbulenter Flecken besteht und sich mit zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten ausbreitet. Die Front bewegt sich mit 85% bis 90% der Freiströmgeschwindigkeit und der hintere Bereich mit etwa 50% der Freiströmgeschwindigkeit, wodurch es zu einer Verbreiterung des turbulenten Gebietes kommt. Hinter dem turbulenten Bereich bildet sich eine beruhigte Zone aus, die bereits bei der „Bypass-Transition“ in Kapitel 2.3.2 erklärt wurde und die die Eigenschaften einer laminaren und turbulenten Grenzschicht miteinander verbindet. Der Übergang der beruhigten Zone zur laminaren Grenzschicht ist fließend und hier nicht eingezeichnet. Zwischen zwei Nachläufen, also in Gebieten niedriger Freiströmturbulenz, kommt es im Punkt  $x_{o, tr}$  zum natürlichen Umschlag der Strömung, bis schließlich wieder ein Zylindernachlauf eine erzwungene Transition auslöst. Deutlich ist zu erkennen, daß mehrere Transitionsmechanismen gleichzeitig auftreten und sich gegenseitig beeinflussen.

Da die nachlaufinduzierte Transition periodisch abläuft, ist ein wesentlicher Einflußfaktor die Frequenz der auftreffenden Nachläufe. Nimmt die Frequenz ab, beispielsweise durch ein Senken der Drehzahl des stromauf liegenden Rotors, nimmt die Zeit zwischen den Nach-

laufen zu, und es dominieren die stationären Transitionsmechanismen. Wird die Frequenz erhöht, können die einzelnen Nachläufe stromab zusammenwachsen, und es bildet sich eine vollturbulente Strömung über der gesamten Platte ab  $x_{f, tr}$  aus.

Die bisher dargestellten Vorgänge aller Transitionmechanismen sind eine stark vereinfachte Zusammenfassung des bisherigen Wissensstandes, zeigen aber sehr gut die Komplexität der Vorgänge innerhalb der Grenzschicht. Das exakte Verständnis über die Abläufe ist von entscheidender Bedeutung für die Optimierung von Turbomaschinen und ist deshalb bis heute Gegenstand vieler wissenschaftlicher Untersuchungen.

Die ersten Beobachtungen zum Verlustverhalten von Einzelprofilen bei instationärer Zuströmung wurden bereits Mitte des letzten Jahrhunderts gemacht. Im Nachlauf eines oszillierenden Zylinders hat Speidel [64] 1957 einen Zusammenhang zwischen der Strouhal-Zahl und dem Profilverlust gemessen, woraus klar ersichtlich war, daß die Instationarität einen Einfluß auf die Grenzschichtentwicklung haben muß.

Pfeil und Pache [52] gingen dazu über, mit einem neu entwickelten Prüfstand Messungen in der Grenzschicht einer ebenen Platte im Nachlauf von rotierenden Zylinderstäben durchzuführen. Mit diesem neuen Konzept war es möglich, die Grenzschicht unter „maschinennahen Bedingungen“ zu untersuchen. Sie fanden heraus, daß sich die bisherigen stationären Grenzschichtmodelle nicht auf instationäre Grenzschichten anwenden lassen. Darauf aufbauend folgte eine Vielzahl von Untersuchungen wie beispielsweise von Pfeil und Herbst [50]. Sie zeigten, daß durch das Auftreffen des Nachlaufes auf die Plattenoberfläche die Transition stromauf verlagert wird, wobei sich aber zwischen den Nachläufen in den ungestörten Bereichen ein Gebiet natürlichen Umschlags ausbildet. In einer weiteren Arbeit konnten Pfeil et. al. [51] mit Hilfe von Zeit-Weg-Diagrammen die Entwicklung der turbulenten Flecken als turbulente Streifen in Plattenquerrichtung darstellen. Die Ausbreitung der Vorderfront und der Rückfront verläuft mit unterschiedlicher Geschwindigkeit, wodurch die Streifen stromab zusammenwachsen und eine vollturbulente Grenzschicht bilden. Dabei wurde auch zwischen den turbulenten und den laminaren Bereichen die „beruhigte Zone“ beobachtet, die schon Schubauer und Klebanoff [61] hinter den turbulenten Flecken entdeckt hatten.

Später konnte Orth [47] nachweisen, daß der Nachlauf nach dem Auftreffen auf die Platte in die Grenzschicht konvektiert und die eingebrachte Störung erst etwas später die Transition auslöst. Gleichzeitig bewegt sich der Nachlauf schneller über die Grenzschicht hinweg, als die von ihm induzierten turbulenten Streifen. Weiter stellte Orth fest, daß sich die bereits bekannte „beruhigte Zone“ stromauf der turbulenten Streifen noch in Gebieten beobachten läßt, in denen die ungestörte Strömung bereits voll turbulent ist. Die Vermutung, daß nicht die periodische Fluktuation des Nachlaufes, sondern die eingebrachten stochastischen Schwankungen der Turbulenz verantwortlich für das Auslösen der Transition sind, wurde von Funazaki [17] bestätigt.

Schobeiri et. al. [58] haben Hitzdrahtmessungen an einer konkav gekrümmten Platte mit und ohne negativen Druckgradienten und periodischen Zylindernachläufen durchgeführt. Sie konnten zeigen, daß durch den negativen Druckgradienten die Transition deutlich verzögert wird. Haueisen [26] hat bei Messungen an einem Zylinder bei instationärer Zuströmung festgestellt, daß durch die Interaktion des Zylindernachlaufes mit der Grenzschicht sofort Transition ausgelöst wird und weiter stromab die Bildung einer Ablöseblase unterdrückt werden kann.

Neben den aufgeführten Grundlagenuntersuchungen zur nachlaufinduzierten Transition wurden auch umfangreiche Messungen an Schaufelgittern bei instationärer Zuströmung durchgeführt [30]. Hier zeigte sich immer ein zwei- bis vierfach höherer Verlust der Schaufeln als bei stationärer Zuströmung. Schulte und Hodson [62] konnten mit ihrer Arbeit allerdings nachweisen, daß unter bestimmten Voraussetzungen die Profilverluste bei instationärer Anströmung geringer sein können als bei stationärer Anströmung. So wurde an Schaufeln mit laminarer Ablöseblase bei instationärer Anströmung ein deutlich reduzierter Verlust beobachtet. Dieses wird auf die bereits erwähnte „beruhigte Zone“ zurückgeführt, die in der Lage ist, die Ablösung nachhaltig zu unterdrücken, was auch von Halstead et. al. [19] beobachtet worden ist. Aus diesen Beobachtungen heraus ergab sich das Design-Konzept des „High-Lift-Profiles“, das besonders im Niederdruckturbinenbau eine Rolle spielt und umfassend in den Arbeiten von Howell et. al. [34] oder auch Harvey et. al. [23] beschrieben ist. Die Idee dieses Designs ist ein möglichst später Umschlag der saugseitigen Schaufelströmung, wodurch sich eine lange verlustarme laminare Grenzschicht ausbildet. Durch eine kleine Ablöseblase im Bereich der verzögerten Strömung auf der Saugseite des Profils kommt es zu einem kurzen Transitionsgebiet und erst im letzten Drittel der Schaufeloberfläche zu einer turbulenten Grenzschicht. Sowohl die ausgedehnte laminare Grenzschicht, als auch das kurze Transitionsgebiet minimieren die Verluste, wodurch der Auftrieb des Profils deutlich verbessert werden kann. Aktuelle Untersuchungen hierzu finden sich auch bei Stadtmüller, Fottner und Fiala [66].

Die Möglichkeit, durch gezielt eingesetzte instationäre Effekte eine Verlustreduktion zu erzielen und somit den Wirkungsgrad von Turbomaschinen zu steigern, führte auch zu dem bereits genannten „Clocking-Effekt“.



### 3 Versuchsaufbau und aerodynamisches Konzept

Das in Kapitel 1 beschriebene dreiteilige Versuchskonzept ermöglicht es, den Clocking-Effekt in stationäre, instationäre und Zirkulationseffekte zu unterteilen. Die Grundlage für diese konzeptionelle Dreiteilung waren frühere Untersuchungen zum Nachlauf von Zylinderstäben von Pfeil und seinen Mitarbeitern [13], [52]. In umfangreichen Arbeiten wurde gezeigt, daß sich zur Simulation von instationären Nachläufen rotierende Zylinderstäbe eignen, womit sich auf einfache Art und Weise „maschinennahe Bedingungen“ im Versuch erreichen lassen. Diese „maschinennahen Bedingungen“, also die Abstimmung der Turbulenzstruktur und der Widerstandsbeiwerte durch einfache Zylinderstäbe, ermöglichen eine deutliche Reduktion des Versuchsaufwandes, da beispielsweise umlenkende Rotorschaufeln auch immer mit einer Umsetzung von Leistung verbunden sind. Eine solche Vereinfachung des Versuchsaufbaus mit Hilfe von Zylinderstäben ist aber nicht immer ohne Weiteres möglich, da gerade in mehrstufigen Maschinen die Umlenkung von Rotorschaufeln einen Einfluß auf die Turbulenzstruktur hat. Daher ist es das Ziel dieser Arbeit mit Hilfe eines dreiteiligen aerodynamischen Konzeptes unter Anderem die Eignung von rotierenden Zylinderstäben im Rahmen von Clockinguntersuchungen zu analysieren, was im Folgenden ausführlich erläutert wird.

#### 3.1 Schaufeldesign und Rotorvariante

Die Rotorvariante, eine 1 ½ stufige Niederdruckturbine, besteht aus einem Stator 1, einem Rotor und einem Stator 2. Die Stator 1-Schaufeln werden im Folgenden mit „S1“, die Stator 2-Schaufeln mit „S2“ und die Rotorschaufeln mit „R1“ bezeichnet.

Die aerodynamischen Randbedingungen mußten an den schon bestehenden Vorgängerprüfstand angepaßt werden [69]. Die Vorgaben waren im Wesentlichen durch die Abmaße der vorhandenen Meßstrecke, den luftliefernden Verdichter und die Prüfstandsstruktur gegeben, siehe Abbildung 3.1.

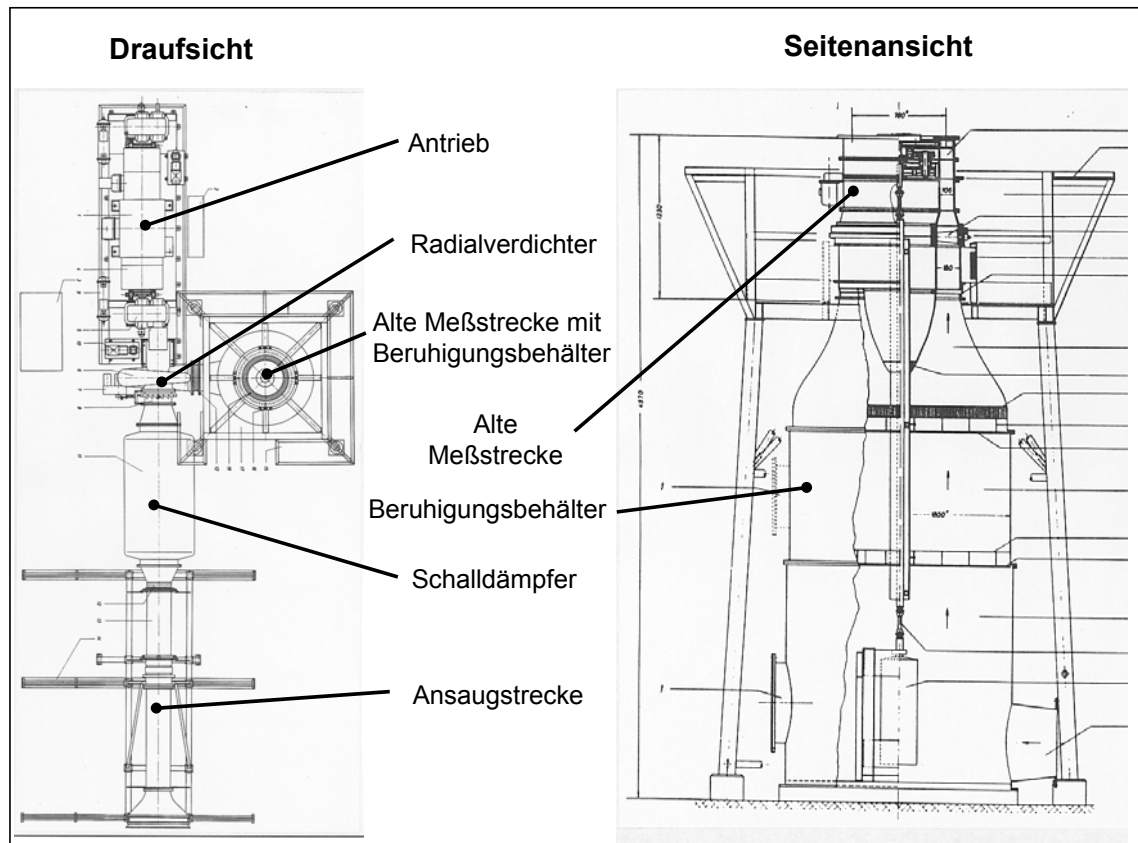


Abbildung 3.1 Vorgängerprüfstand

Die Randbedingungen sind:

- Nabendurchmesser 677.5 mm
- Gehäusedurchmesser 881 mm
- Zuströmrichtung zum S1 =  $90^\circ$
- Maximaler Massendurchsatz 18 kg/s, Druckverhältnis 1.3 und Verdichterleistung 630 kW.
- Offener Prüfstand
- Radialverdichter mit Vordrall- und Drehzahlregelung.

Ausgehend von diesen Randbedingungen wurde zunächst aus den Abmaßen der Anlage die Schaufelhöhe  $h$  auf 101.75 mm gesetzt und ein Nabenverhältnis von 0.77 berechnet. Gemäß Traupel [68] kann ab einem Verhältnis von mindestens 0.74 die Strömung durch eine Schaufelreihe als 2-dimensional betrachtet werden. Dieser Sachverhalt wurde durch eine stationäre 3-dimensionale Navier-Stokes-Rechnung bestätigt und ist eine wichtige Voraussetzung, um die Meßergebnisse später mit den numerischen Berechnungen vergleichen zu können. Diese werden aus Gründen der Vereinfachung üblicherweise auf quasi 2-D Stromflächen durchgeführt. Außerdem vereinfacht sich der experimentelle Aufwand durch 2-

dimensionale Strömungsstrukturen erheblich. Zudem wurden alle Schaufeln unverwunden ausgeführt, da die geplanten Messungen auf dem Mittelschnitt erfolgen sollen.

Für gängige Niederdruckturbinen gelten dimensionslose Kenngrößen, die für die Optimierung der 1 ½ Stufen nach MTU-Richtlinien herangezogen wurden:

$$\frac{t}{l} = 0.8 - 0.95 \quad (3.1)$$

$$\frac{h}{t} = 3 - 5 \quad (3.2)$$

$$\frac{R_i}{R_a} > 0.75 \quad (3.3)$$

$$\phi = \frac{c_{ax}}{u} = 0.8 - 1 \quad (3.4)$$

$$\frac{Z_R}{Z_S} = 0.7 - 1.2 \quad (3.5)$$

In Abbildung 3.2 ist die Rotorvariante, die 1 ½ stufige Versuchsturbine, nach der Optimierung dargestellt. Die Anzahl der Statorschaufeln (S1\_rot und S2) wurde auf 66 gesetzt und die Anzahl der Rotorschaufeln (R1) auf 77. Hieraus ergibt sich eine Teilung auf dem Mittelschnitt von  $t_M = 37.2$  mm für die Statorschaufeln S1\_rot und S2, sowie eine Teilung  $t_M = 31.8$  mm für die Rotorschaufeln R1. Die Zahlen wurden so gewählt, daß mit einem gemeinsamen Teiler von 10 für die numerische Berechnung nur 6-7-6 Schaufelkanäle berechnet werden müssen, was den Rechenaufwand gegenüber einer vollständigen Modellierung der Schaufelkanäle deutlich reduziert.

Für die Umlenkung  $\Theta$  der Schaufeln, also die Differenz zwischen dem Eintritts- und Austrittswinkel, wurden ebenfalls für Niederdruckturbinen übliche Werte ausgewählt. Es ist wichtig zu erwähnen, daß der Stator S1\_rot mit  $\alpha_{1 \text{ rot}} = 90^\circ$  Zuströmrichtung angeströmt wird, ein Resultat aus den Randbedingungen des Vorgängerprüfstandes aus Abbildung 3.1.

Der Massendurchsatz, die Rotordrehzahl, Rotorschaufelumlenkung und Austrittsmachzahl hängen unmittelbar voneinander ab. Die Werte hierfür ergaben sich aus folgenden Forderungen:

- möglichst hohe Machzahl am Austritt von Stator S2
- Beschränktes Drehmoment und beschränkte Leistungsabgabe am Rotor

Die Austrittsmachzahl wurde bei einem Massendurchsatz von 13 kg/s auf 0.271 festgesetzt. Dieser Wert ist ein Kompromiß aus der zur Verfügung stehenden Leistung des antreibenden Verdichters und aus der gewählten Stator- und Rotorumlenkung. Hieraus ergab sich eine

Drehzahl von 1275 U/min, ein Wellendrehmoment von 334 Nm bei einer Bremsleistung von 44.6 kW und ein Druckverhältnis der Turbine von  $\pi = 1.05$ . Diese Rotordaten wurden gewählt, um die entstehende Bremsleistung möglichst gering zu halten.

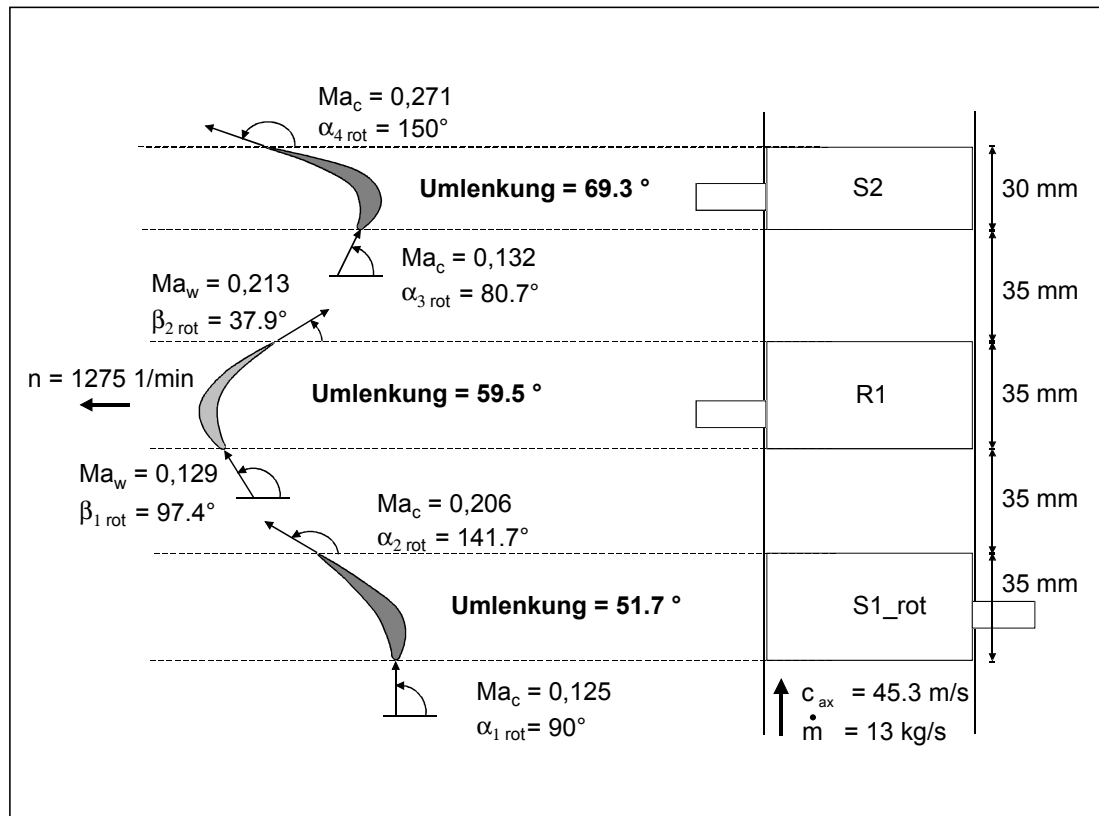


Abbildung 3.2

Rotorvariante

Besonderes Augenmerk wurde auf die Statorschaufel S2 gelegt. Diese Schaufel ist das eigentliche Untersuchungsobjekt und mußte in seinen aerodynamischen Eigenschaften optimiert werden. Das Ziel bei der Auslegung war eine hochbelastete Schaufel (High Lift Profile) [23] mit möglichst großer laminarer Ablöseblase. Durch diese Vorgehensweise kann in den anschließenden Untersuchungen ein möglichst großer Totaldruckverlustunterschied in Abhängigkeit von der Clockingposition erwartet werden, was die Durchführung der Messungen, Auswertung und Interpretation erleichtert. Der für diese Auslegung erforderliche Re-Zahl-Bereich liegt in der Größenordnung von  $2 \cdot 10^5$  [32]. Die Schaufelformgebung wurde an Hand der oben festgelegten Strömungsrandbedingungen in mehreren Iterationen so lange verändert, bis eine Ablöseblase errechnet wurde. Dabei wurden mit unterschiedlichen Berechnungsprogrammen der statische Druckverlauf, die Krümmungsverteilung und die Wand Schubspannungsverteilung auf der Saug- und Druckseite errechnet.

In Abbildung 3.3 ist links die Krümmungsverteilung von Stator S2 dargestellt. Rechts oben ist der statische Druck  $P_{\text{stat}}$  auf der Saug- und Druckseite, bezogen auf den Totaldruck am Eintritt  $P_t$  dargestellt. Unten rechts ist die dimensionslose Wandschubspannungsverteilung  $C_f$

über der dimensionslosen Oberflächenkoordinate ebenfalls für die Saug- und Druckseite aufgetragen.

Aus der Iteration ergab sich, daß eine ausreichende Blasengröße nur durch eine Verkleinerung der Re-Zahl garantiert werden konnte, weshalb die Statorschaufel S2 auf eine axiale Länge von 30 mm verkürzt wurde. Die anderen Schaufeln haben gemäß Abbildung 3.2 eine axiale Länge von 35 mm.

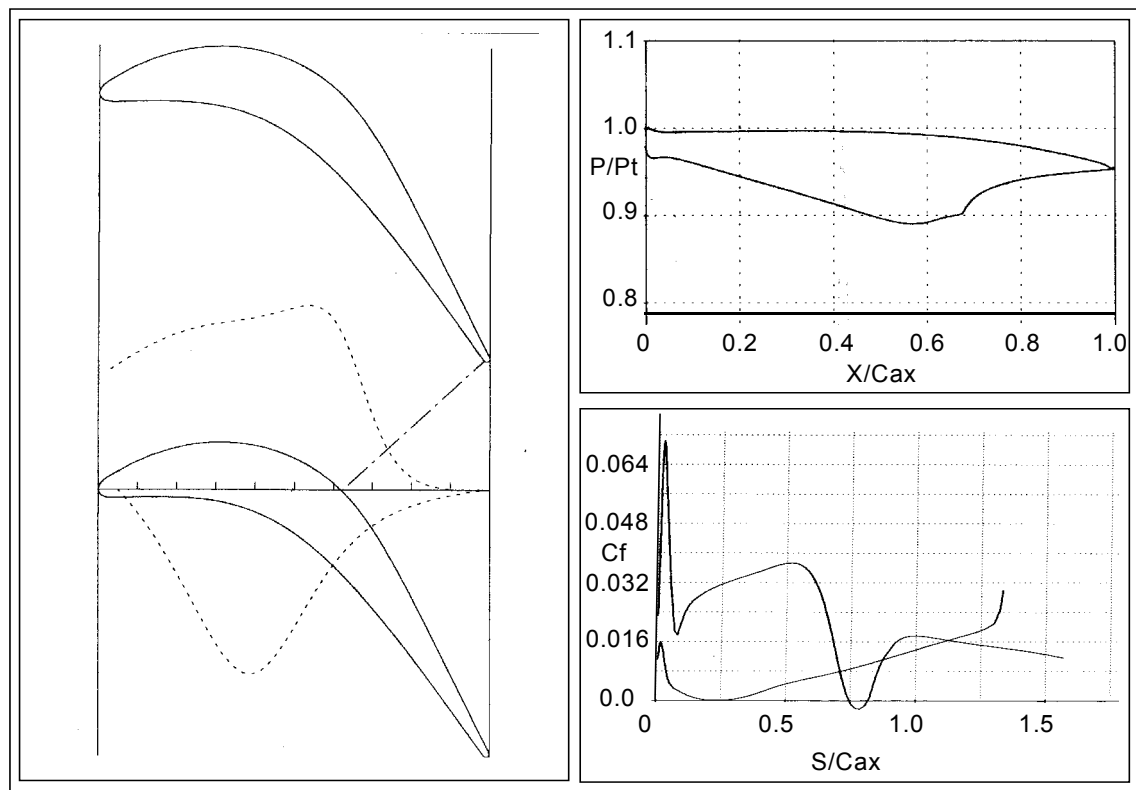


Abbildung 3.3

Schaufeldaten S2 [71]

Alle anderen Schaufeln wurden nicht als hochbelastete Schaufeln (High Lift Profile) ausgelegt, weshalb keine aufwendige Optimierung der Formgebung durchgeführt werden mußte. Alle Grenzschichtparameter und Druckverläufe wurden aber überprüft, um eine einwandfreie Funktion der Schaufeln zu gewährleisten.

Die Schaufeln wurden aus hochfestem Aluminium AlZnMgCu1.5 gefertigt, das sowohl gute Zerspanungseigenschaften besitzt als auch den Anforderungen an die Festigkeit während der Versuche genügt. Abschließend wurden die Schaufeloberflächen auf eine Rauhtiefe von  $R_z = 3.5 \mu\text{m}$  poliert, um einen Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit auf die Grenzschichtentwicklung auszuschließen.

Die Koordinaten und die wichtigsten Schaufelgeometrieangaben aller Schaufeln befinden sich im Anhang A.

Im Folgenden sind noch einmal in einer Matrix alle wesentlichen Anlagenparameter der Rotorvariante zusammengefaßt.

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Anzahl Statorschaufeln S1_rot	66	Umlenkung Rotor R1 $\Theta$	59.5°
Anzahl Rotorschaufeln R1	77	Umlenkung Stator S2 $\Theta$	69.3°
Anzahl Statorschaufeln S2	66	Zuströmgeschwindigkeit $c_{ax}$	45.3 m/s
Zuströmwinkel $\alpha_{1\text{ rot}}$	90°	Max. Machzahl am Austritt S2	0.271
Abströmwinkel $\alpha_{2\text{ rot}}$	141.7°	Massendurchsatz	13 kg/s
Zuströmwinkel $\beta_{1\text{ rot}}$	97.4°	Nabendurchmesser $D_i$	677.5 mm
Abströmwinkel $\beta_{2\text{ rot}}$	37.9°	Gehäusedurchmesser $D_a$	881 mm
Zuströmwinkel $\alpha_{3\text{ rot}}$	80.7°	Rotordrehzahl $n$	1275 1/min
Abströmwinkel $\alpha_{4\text{ rot}}$	150°	Turbinendruckverhältnis $\pi$	1.05
Umlenkung Stator S1_rot $\Theta$	51.7°	Leistung am Rotor P	44.6 kW

Tabelle 3.1 Anlagenparameter Rotorvariante

### 3.2 Speichenradvariante

In der zweiten Variante wird der Rotor durch ein Speichenrad ersetzt, das aus dünnen zylindrischen Stäben besteht. Die Schaufel S2 ist das eigentliche Untersuchungsobjekt und muß daher auch für diese Variante beibehalten werden. Um eine Vergleichbarkeit zwischen der Rotorvariante und der Speichenradvariante zu gewährleisten, ist es notwendig, die Zuströmbedingungen zur Schaufel S2 konstant zu halten. Dies bedeutet die Anpassung der Zuströmrichtung und Zuströmgeschwindigkeit sowie der Strömungsgrößen Turbulenzgrad und Struktur der Nachlaufdellen der stromauf liegenden Schaufelgitter. Hierfür muß die Stabdicken der Speichen und der Abstand zwischen Speiche und Stator S2 so gewählt werden, daß die Nachlaufdellen mit denen der Rotorschaufeln R1 in der Eintrittsebene von Stator S2 identisch sind. Ebenso wird der Abstand zwischen S1\_sp und Speichenrad so gewählt, daß die Nachlaufdellen der beiden Statoren S1\_rot und S1\_sp in der Eintrittsebene zum Rotor bzw. Speichenrad vergleichbar sind, vergl. Kapitel 5.

Diese Angleichung der Nachlaufdellen konnte während der vorab mit der Unterstützung der Firma MTU durchgeführten Auslegung nicht geleistet werden, da eine theoretische Betrachtung nur durch aufwendige Simulationen möglich gewesen wäre. Einfache Berechnungsvorschriften für die Bestimmung der Schaufelnachlaufstruktur aber sind nicht ausreichend genau.



sollte dann über die Änderung des Staffelungswinkels erfolgen. Das Schaufelprofil wurde deshalb so ausgeführt, daß es gegen kleine Staffelungswinkel „unempfindlich“ ist. Die Berechnung der Speichenumlenkung und der sich daraus ergebenden Staffelungswinkel erfolgte nach Abschluß der Voruntersuchungen nach einer theoretischen Abhandlung von Trost [69] und ist ebenfalls in Kapitel 5 erläutert.

Wegen der geringen Umlenkung und der flachen Ausführung der Schaufel S1\_sp wurden geringere Verluste errechnet als für die Schaufeln S1\_rot der Rotorvariante. Da die Nachlaufzellenstruktur aber eine Funktion der Verluste ist, wurde die Schaufel S1\_sp auf 55 mm verlängert, so daß sich rechnerisch vergleichbare Verluste ergaben. Auch diese Maßnahme war erforderlich, um eine Angleichung der Nachlaufzellen beider Statoren zu ermöglichen.

Im Folgenden sind noch einmal in einer Matrix alle wesentlichen Anlagenparameter der Speichenradvariante zusammengefaßt.

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Anzahl Statorschaufeln S1_rot	66	Umlenkung Speichenrad Sp $\Theta$	1.2°
Anzahl der Speichen Sp	77	Umlenkung Stator S2 $\Theta$	69.3°
Anzahl Statorschaufeln S2	66	Zuströmgeschwindigkeit $c_{ax}$	47.1 m/s
Zuströmwinkel $\alpha_{1\text{ rot}}$	90°	Max. Machzahl am Austritt S2	0.271
Abströmwinkel $\alpha_{2\text{ rot}}$	79.5°	Massendurchsatz	13 kg/s
Zuströmwinkel $\beta_{1\text{ rot}}$	36.7°	Nabendurchmesser $D_i$	677.5 mm
Abströmwinkel $\beta_{2\text{ rot}}$	37.9°	Gehäusedurchmesser $D_a$	881 mm
Zuströmwinkel $\alpha_{3\text{ rot}}$	80.7°	Rotordrehzahl $n$	1275 1/min
Abströmwinkel $\alpha_{4\text{ rot}}$	150°	Turbinendruckverhältnis $\pi$	1.002
Umlenkung Stator S1_sp $\Theta$	10.5°	Leistung am Speichenrad P	1.3 kW

Tabelle 3.2 Anlagenparameter Speichenradvariante





Im Folgenden sind noch einmal in einer Matrix alle wesentlichen Anlagenparameter der Stator-Stator-Variante zusammengefaßt.

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Anzahl Statorschaufeln S1 <sub>sp</sub>	66	Umlenkung Stator S2 $\Theta$	69.3°
Anzahl Statorschaufeln S2	66	Zuströmgeschwindigkeit $c_{ax}$	47.2 m/s
Zuströmwinkel $\alpha_{1\text{ st}}$	90°	Max. Machzahl am Austritt S2	0.271
Abströmwinkel $\alpha_{2\text{ st}}$	80.7°	Massendurchsatz	13 kg/s
Zuströmwinkel $\alpha_{3\text{ st}}$	80.7°	Nabendurchmesser $D_i$	677.5 mm
Abströmwinkel $\alpha_{4\text{ st}}$	150°	Gehäusedurchmesser $D_a$	881 mm
Umlenkung Stator S1 <sub>sp</sub> $\Theta$	9.3°		

Tabelle 3.3 Anlagenparameter Stator-Stator-Variante

### 3.4 Prüfstand

In Abbildung 3.1 wurde bereits eine Übersicht über den Prüfstand gegeben. Im Folgenden werden die einzelnen Komponenten detailliert beschrieben.

#### 3.4.1 Luftlieferanlage

Die luftliefernde Anlage in Abbildung 3.6 besteht aus einem Asynchronschleifringläufermotor (1) mit einer Leistung von 600 kW und zwei Wellenenden mit je einer ausrückbaren Kupplung (4). Das eine Wellenende bedient einen Axialventilator (im Bild nicht dargestellt) und das andere Wellenende treibt den Radialverdichter (6) an. Bei einer Nennlast von 632 kW erzeugt dieser Verdichter eine Druckerhöhung von 295 mbar bei einem Durchsatz von 18 kg/s. Da die Massendurchsatzbestimmung saugseitig in der Durchsatzmeßstrecke (13) erfolgt, wird eine Sperrwasserwellendichtung eingesetzt, um einen Massenverlust zu verhindern.

Der Durchsatz und die Förderhöhe werden über eine Drehzahlregelung eingestellt. Die Drehzahl wird über einen Vorwiderstand (3) geregelt und kann auf ca. 40% der Nenndrehzahl gesenkt werden. Zusätzlich kann der Betriebspunkt über einen verstellbaren Vordrallregler (8) im Ansaugstutzen des Radialverdichters variiert werden.

Über eine Zahnradpumpe wird das hydrodynamische Gleitlager mit Schmieröl versorgt, das während des Betriebes gemeinsam mit dem Getriebeöl über einen Ölkühler (9) auf konstanter Temperatur gehalten wird. Für den Anfahrvorgang wird die Hilfsölpumpe (10) benötigt. Auf der Saugseite des Verdichters ist ein Schalldämpfer (11) angebracht, der die Verdichtergerausche dämpft. Davor befindet sich die Durchsatzmeßstrecke (13), die im folgenden Kapitel beschrieben wird.

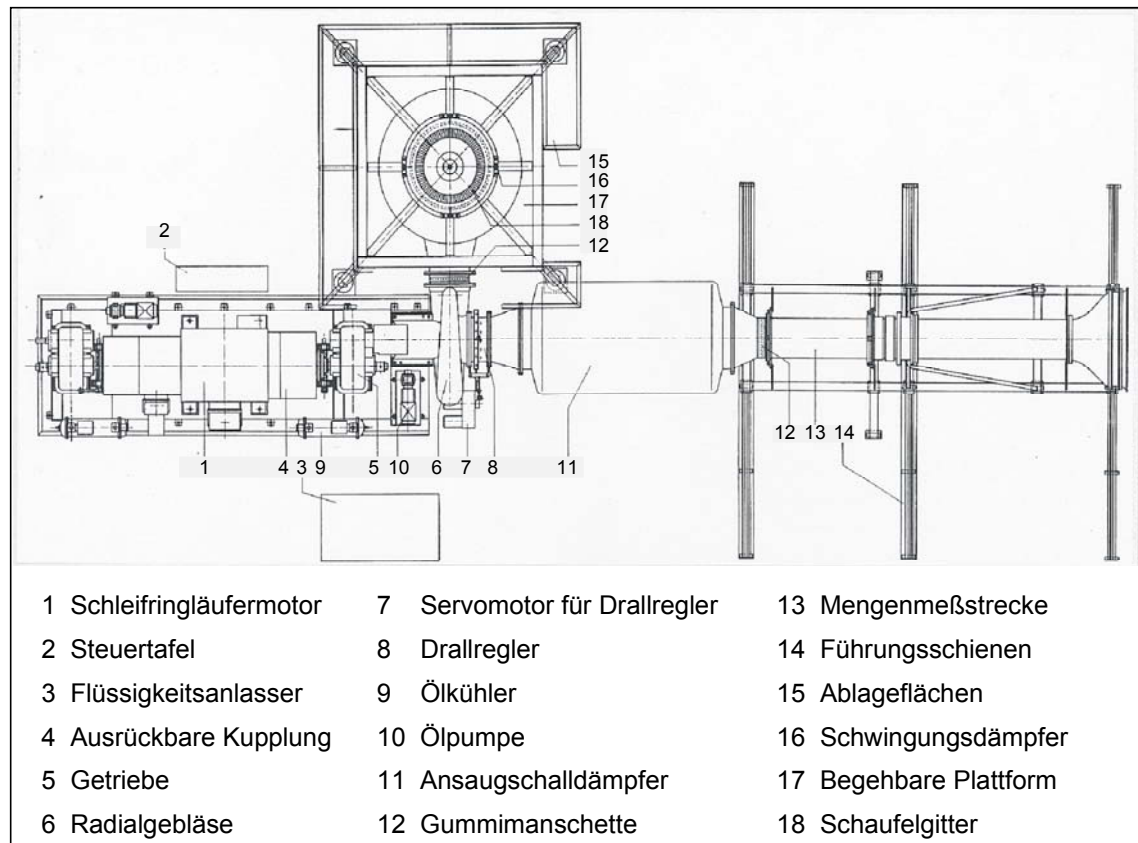


Abbildung 3.6

Luftlieferanlage

### 3.4.2 Durchsatzmeßstrecke

Die Bestimmung des Massendurchsatzes erfolgt in der saugseitigen Durchsatzmeßstrecke und basiert auf der Ermittlung des Geschwindigkeitsprofils im Ansaugrohr, siehe Abbildung 3.7. Die Luft wird über einen Staubfilter (1) und ein Sieb (2) aus der Versuchshalle angesaugt und gelangt über einen Gleichrichter (3) und eine Düse (4) zur Meßstelle. Vorher ist ein Ring (5) als „Stolperkante“ eingebaut, der zu einem laminar-turbulenten Umschlag führt und somit zur Stabilisierung der Strömung beiträgt. Ohne diesen Ring würde es durch einen wandernden Umschlagspunkt zu starken Druckschwankungen in der Meßebeane kommen. In

den drehbaren Ring (9) ist eine Totaldruck-Kammsonde mit 22-Zinken (10) eingebaut, die von der Rohrmitte bis 0.5 mm an die Rohrwand reicht. Über zwölf Wandbohrungen wird kurz vor der Ebene der Sondenköpfe der statische Druck gemessen, vergleiche Kapitel 4.2.1. Nach der Meßstelle folgt der Abströmkanal (11), und im Anschluß daran gelangt die Strömung in den Schalldämpfer (13), der über eine Gummimanschette (12) zur Schwingungsdämpfung mechanisch vom Ansaugrohr entkoppelt ist.

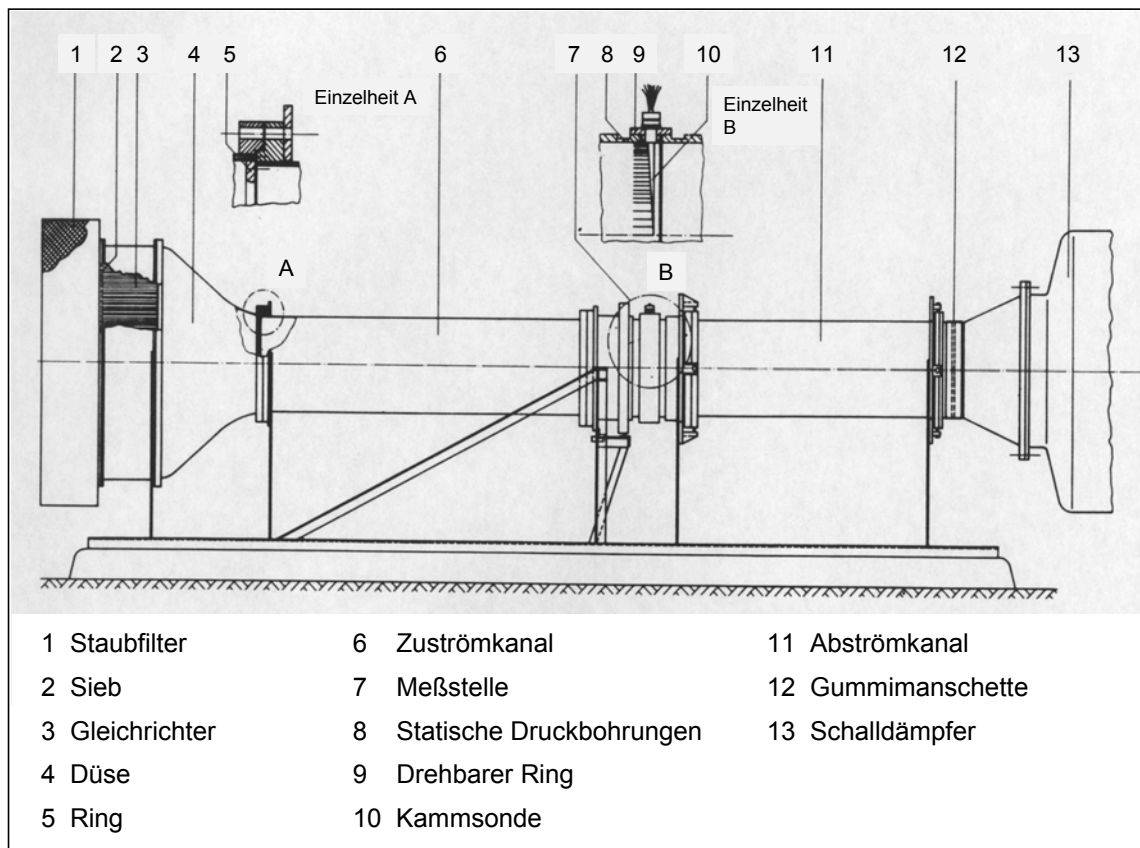


Abbildung 3.7

Durchsatzmeßstrecke

### 3.4.3 Beruhigungsstrecke

Die Meßstrecke ist auf eine Beruhigungsstrecke aufgesetzt, die aus einer Tonne (3) mit einem Durchmesser von 1.8 m und einer Höhe von 3.7 m besteht und über die Mannlöcher (1) begehbar ist, vergl. Abbildung 3.8. Die Luft strömt vom Radialverdichter über den Stutzen (2) in den Behälter und von dort über zwei Sieb-Gleichrichter-Kombinationen (6,7,8) nach oben. Über eine Nabe (9) und eine Einlaufdüse (10) wird eine Ringströmung erzeugt (15), an der sich die Meßstrecke mit den Schaufeln (16) und (17) anschließt. Aus der Nabe führt ein Kabelkanal (5) die Anschlußleitungen (4) des Motors (11) nach unten zum Netzanschluß. Die

Nabe und der Innenteil der Meßstrecke sind über vier Stützrippen mit den Außenringen der Meßstrecke verbunden und über vier Gummielemente (13) an der Meßbühne (12) aufgehängt. Damit ist die gesamte Meßstrecke freihängend montiert, mechanisch von der Beruhigungsstrecke entkoppelt.

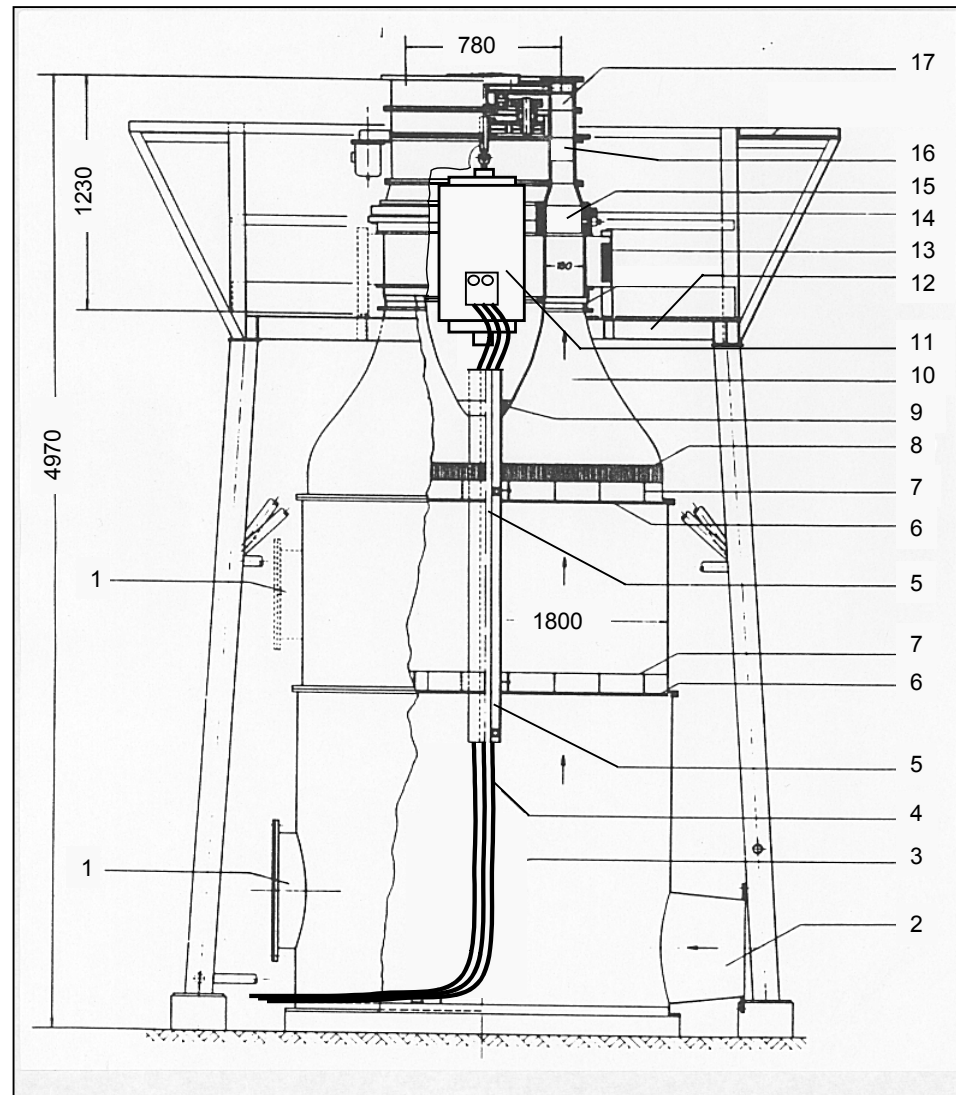


Abbildung 3.8

Seitenansicht der Beruhigungsstrecke

### 3.4.4 Meßstrecke

Für die drei Meßphasen gibt es, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, drei verschiedene Varianten, die in drei unterschiedlichen Versuchsaufbauten implementiert werden. Im Folgenden soll die Meßstrecke am Beispiel der für diese Arbeit relevanten Stator-Stator-Variante erläutert werden, siehe Abbildung 3.9.

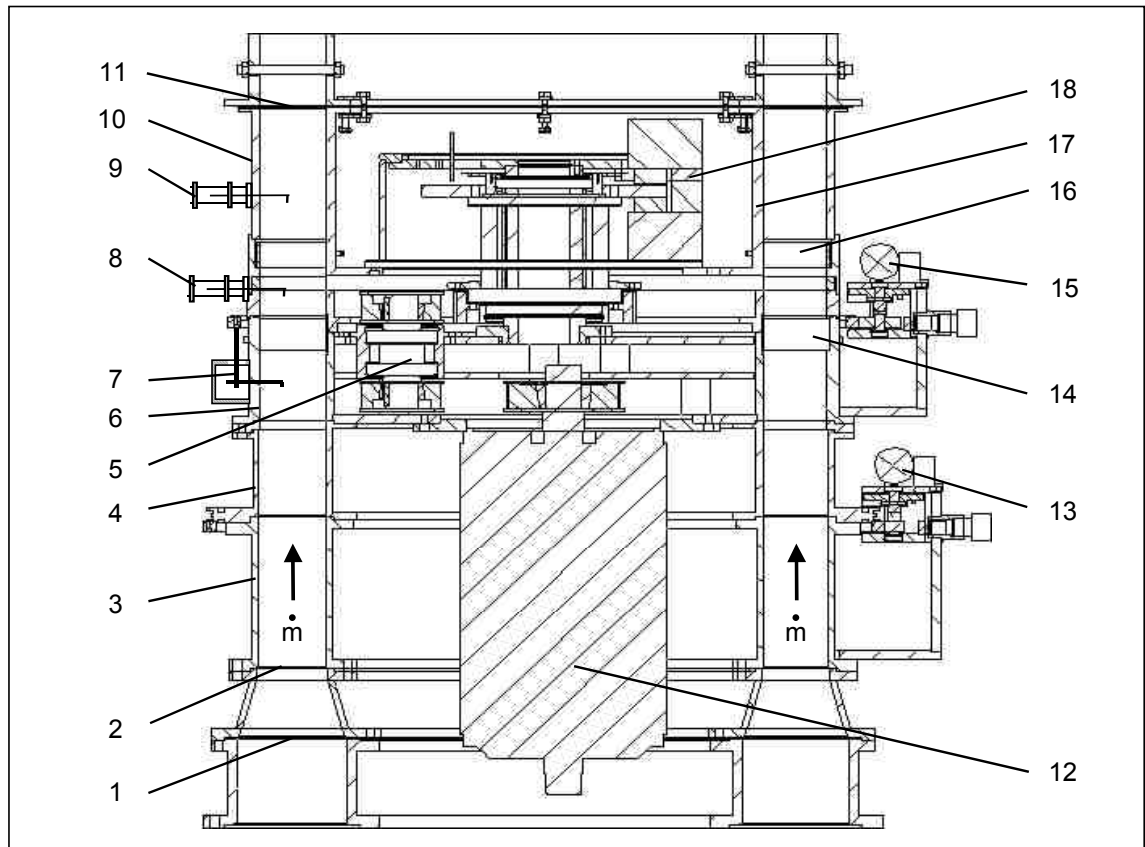


Abbildung 3.9 Meßstrecke in der Stator-Stator-Variante

Die Luft strömt aus dem Beruhigungsbehälter über die beiden Siebe (1,2) in den Ringkanal. Sieb (1) senkt den Turbulenzgrad in der Zuströmung auf 0.3% und sorgt für eine Vergleichmäßigung der Strömung. Bei ersten Testmessungen wurden am Stator S2 (16) Ablösungen beobachtet, die auf den zu niedrigen Turbulenzgrad am Eintritt zurückzuführen waren. Deshalb wurde das grobe Sieb (2) eingebaut, das den Turbulenzgrad auf 2.5% anhebt und die Strömung im Stator S2 stabilisiert. Die Maschenweite beträgt 10x10 mm bei einer Stegbreite von 2 mm.

Die gesamte Meßstrecke besteht aus aufeinandergesetzten Ringen. Der Stator S2 (16) ist in den feststehenden Innenring (17) montiert. Der Stator S1\_sp (14) ist in den Außenring (6) montiert, der auf Ring (4) fest verflanscht ist. Dieser Ring (4) ist frei drehbar auf den darunterliegenden Ring (3) aufgesetzt und über den Motor (13) um 360° drehbar. Somit kann S1\_sp jede beliebige Umfangsposition zu S2 einnehmen, wodurch die Clockingfunktion des Prüfstandes erreicht wird.

Zur Traversierung der Sonden (8,9) in Umfangsrichtung vor und hinter Stator S2 wird der Ring (10) verwendet, der frei drehbar gelagert ist und ebenfalls über einen Motor (15) um 360° verdreht werden kann. Für die Umfangstraversierung vor S1\_sp wurde die Sonde (7)

an den Ring (10) angeflanscht. Dadurch kann die Sonde (7) gleichzeitig mit den beiden anderen Sonden (8,9) in Umfangsrichtung traversiert werden, vergl. Kapitel 4.2.3.

Das Austreten der Luft aus dem Ringkanal mit hoher Geschwindigkeit und großem Drall führt zu starken Ablösungen am Austritt der Anlage, die sich durch große Druckschwankungen bis in den Meßbereich auswirken können. Deshalb wurde am Austritt ein Gitter (11) montiert, das die Rückwirkung der Druckschwankungen in den Kanal mindert.

Alle Schaufelsätze sind mit einem Deckband versehen, das in den jeweiligen Innen- bzw. Außenring eingelassen ist. Um die Relativbewegung zwischen dem Deckband und den drehbaren Ringen zu ermöglichen, wurde ein Spalt an der Ober- und Unterseite des Deckbandes vorgesehen, der durch Filzstreifen abgedichtet wird. Dadurch ist die gesamte Konfiguration spaltfrei, und es konnten die in Kapitel 2.2 beschriebenen Spaltverluste vermieden werden.

Für die später anstehenden Untersuchungen mit Speichenrad und Rotor wird ein Leistungsgetriebe (5) und ein wassergekühlter 55 kW Motor (12) benötigt. Der Motor ist über einen Frequenzumrichter mit Rückspeiseeinheit im Vierquadrantenbetrieb einsetzbar und wird in der Rotorvariante im Bremsbetrieb als Generator betrieben. Bei Überschreiten einer zulässigen Höchstdrehzahl wird der Rotor durch die „Faile-Save“ Notfallbremse (18) kontrolliert zum Stillstand gebracht. Für die Speichenradvariante wird der Motor als Antrieb eingesetzt.

## 4 Meßtechnik und Auswerteverfahren

### 4.1 Eingesetzte Meßverfahren

Während der Voruntersuchung zur Abstimmung des aerodynamischen Konzeptes und für die anschließende Hauptuntersuchung wurden die folgenden Meßverfahren angewandt:

#### **Stationäre Druckmeßtechnik**

- Massendurchsatzbestimmung im Ansaugrohr
- Druckverlustbestimmung
- Strömungswinkelbestimmung
- Statische Druckverteilung an den Schaufeln von Stator S2

#### **Hitzdrahtmeßtechnik (Eindraht)**

- Mittlere Strömungsgeschwindigkeit
- Turbulente Schwankungsgrößen

#### **Oberflächenheißfilmmeßtechnik (am Stator S2)**

- Relative Wandschubspannung
- Bezogene Schwankungsgrößen

In Abbildung 4.1 sind die Meßebenen und die dazugehörigen Meßmethoden in der Stator-Stator-Anordnung angeben.

In Meßebene 1.1 wurden die Eintrittsbedingungen in die Meßstrecke gemessen: Totaltemperatur, Eintrittstotaldruck und statischer Druck. In der Meßebene 2.1 wurden sowohl die Eintrittsbedingungen in den Stator S2 gemessen, als auch die Nachlauf- und Verlustmessungen von Stator S1\_sp durchgeführt. Meßebene 2.2 bezieht sich auf die instrumentierten Stator 2-Schaufeln, in der mit Wanddruckbohrungen in der Schaufeloberfläche die statische Druckverteilung und mit Oberflächenheißfilmen die relative Wandschubspannung gemessen wurden. In den Meßebenen 2.3 und 2.4 wurden die Nachlaufuntersuchungen hinter dem Stator S2 durchgeführt.

Im Folgenden werden die einzelnen Meßtechniken, die eingesetzte Hardware, die Meßprozeduren und die dazugehörigen Auswerteroutinen beschrieben.



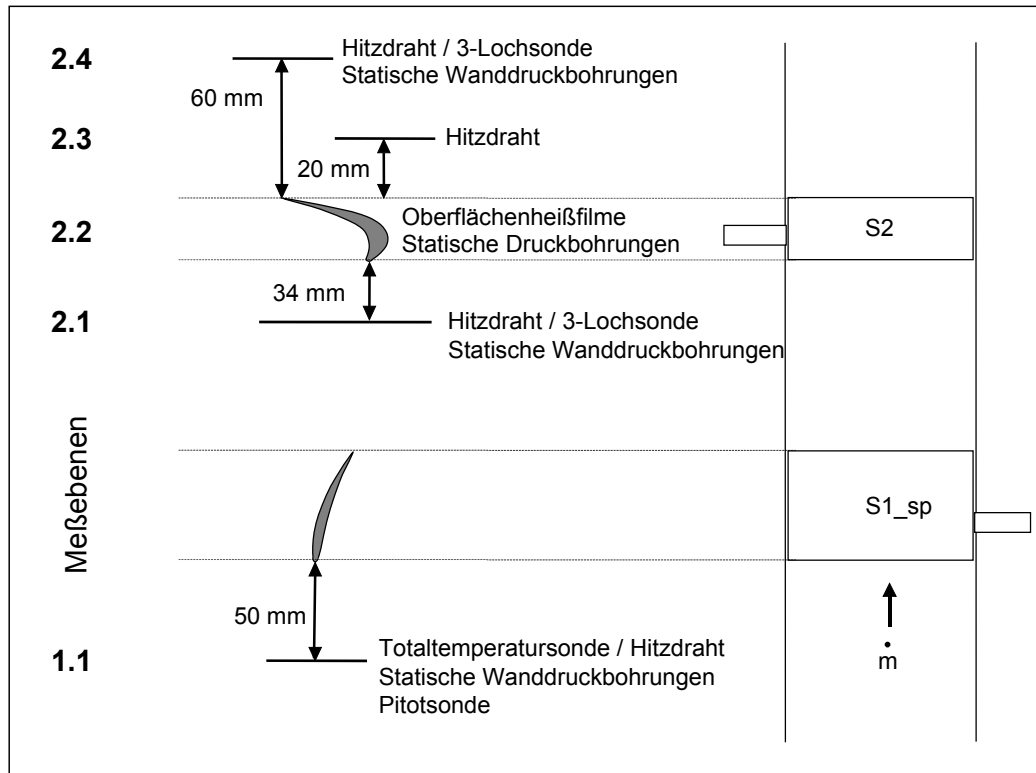


Abbildung 4.1

Definition der Meßebenen

## 4.2 Druckmeßtechnik

Für alle Druckmessungen wurde ein „Scani Valve“ Meßstellenumschalter mit 48 Druckmeßstellen verwendet. Der eingesetzte Sensor „PDCR 22“ besitzt eine Linearität und Hysterese von 0.04% bei einem Meßbereich von 70 mbar. Das Ausgangssignal wurde mit einer Meßverstärkerbrücke je nach Druckbereich auf  $\pm 5$  V verstärkt und über eine 12 Bit A/D-Wandlerkarte vom Meßrechner aufgenommen. Der Meßrechner enthält einen Pentium II Prozessor mit 133 MHz und 64 MB RAM.

Für die Ansteuerung des Scani Valve wurde eine von der Elektronikwerkstatt des Fachbereichs Maschinenbau entwickelte elektronische Steuerung verwendet, die über ein vom Fachgebiet TFA geschriebenes DOS-Programm betrieben wird. Mit Hilfe dieses Programmes und der elektronischen Steuerung kann die Abtastrate und die Meßdauer für jeden Kanal frei eingestellt werden, um so jede Druckmeßstelle optimal an die Meßaufgabe anzupassen.

### 4.2.1 Massendurchsatzbestimmung

Die Massendurchsatzbestimmung erfolgt in der im Kapitel 3.4.2 beschriebenen Durchsatzmeßstrecke.

Allgemein errechnet sich der Massendurchsatz in einem Rohr aus:

$$\dot{m} = \int_{r=0}^{r_a} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \rho \, c \, r \, d\varphi \, dr \quad (4.1)$$

Zur einfachen Bestimmung des Massendurchsatzes während des späteren Versuchsbetriebes ist es günstig, einen Minderdurchsatzfaktor  $f$  einzuführen. Zunächst wird ein ideeller Massendurchsatz aus dem Rohrquerschnitt und den Zuständen in der Rohrmitte errechnet:

$$\dot{m}_0 = \rho_M \, c_M \, \pi \, r_a^2 \quad (4.2)$$

Anschließend wird der Quotient aus dem tatsächlichen Massendurchsatz  $\dot{m}$  und dem ideellen Massendurchsatz gebildet mit  $f = \dot{m} / \dot{m}_0$ .

Dieser Minderdurchsatzfaktor  $f$  ist kleiner als 1, da bei der Bestimmung von  $\dot{m}_0$  die Geschwindigkeitsverteilung im Rohr nicht berücksichtigt wird. Zusätzlich ist er abhängig von der Reynoldszahl [69]. Da die Versuche bei einem konstanten Massendurchsatz von 13 kg/s durchgeführt werden, wurde bei der Bestimmung von  $f$  auf eine Re-Zahl-Variation verzichtet. Der im Versuch tatsächlich erreichte Massenstrom  $\dot{m}$  wird dann errechnet aus:

$$\dot{m} = \rho_M \, c_M \, \pi \, r_a^2 \, f \quad \text{mit} \quad f = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \quad (4.3)$$

In Abbildung 4.2 ist die Durchsatzmeßstrecke im Querschnitt abgebildet. Die hierfür speziell angefertigte 22-Zinken-Kammsonde, rechts im Bild, ist drehbar in die Meßstrecke eingesetzt. Der Sondenkopf „1“ ist in der Rohrmitte platziert und der Sondenkopf „22“ 0.5 mm vom Rohrrand entfernt. Zusätzlich sind die Abstände der Sondenköpfe zur Rohrwand hin verkleinert und ermöglichen so das genaue Auflösen des Strömungsprofils, vor allem im Randbereich, wo die Geschwindigkeitsgradienten stark zunehmen. Bei der Bestimmung des tatsächlichen Massendurchsatzes  $\dot{m}$  wurde mit der Kammsonde durch Drehung in 30°-Schritten von 0° bis 360° das gesamte Rohrprofil vermessen. Dabei wurde über das Scani-Valve-Equipment der Totaldruck der einzelnen Kammsondenköpfe und der mittlere statische Druck der Ringleitung gemessen. Zusätzlich wurde über ein Quecksilberthermometer am Siebkorb im Einlaufbereich die Hallentemperatur bzw. die Eintrittstemperatur  $T_1$  bestimmt. Über ein Hygrometer wurde die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  gemessen.

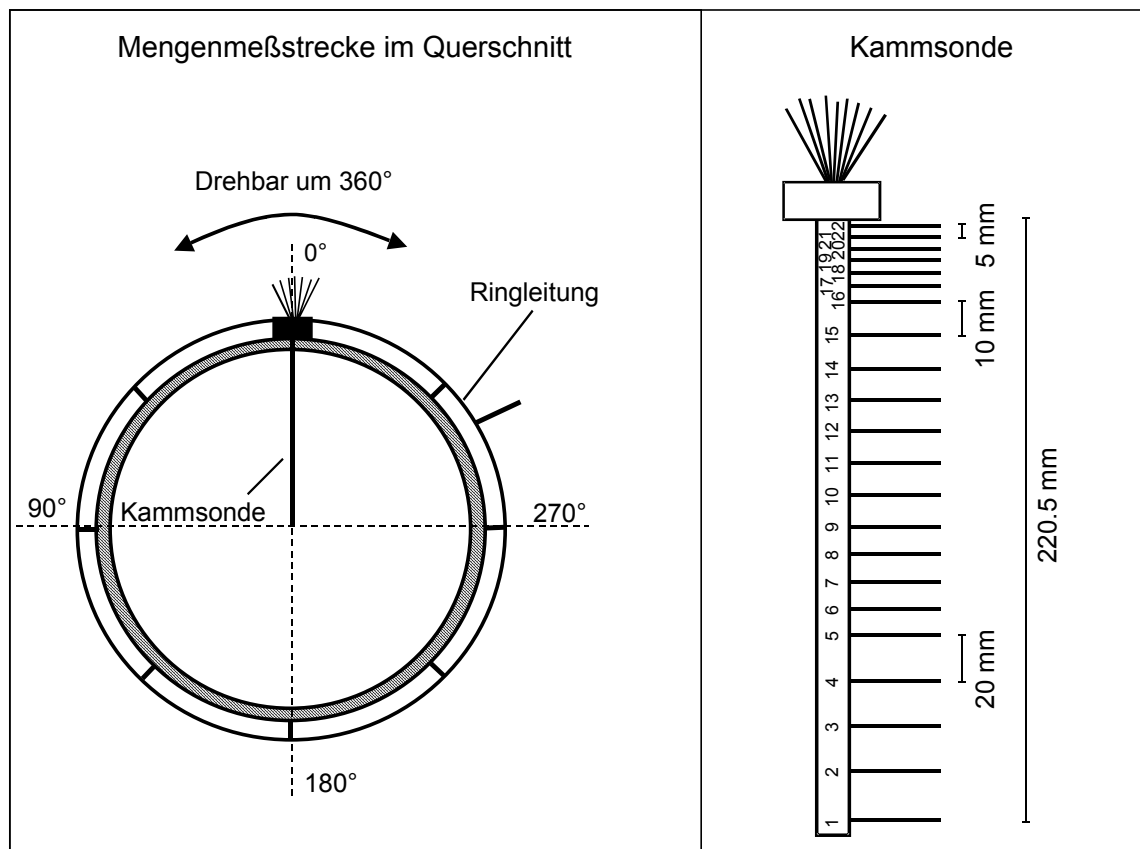
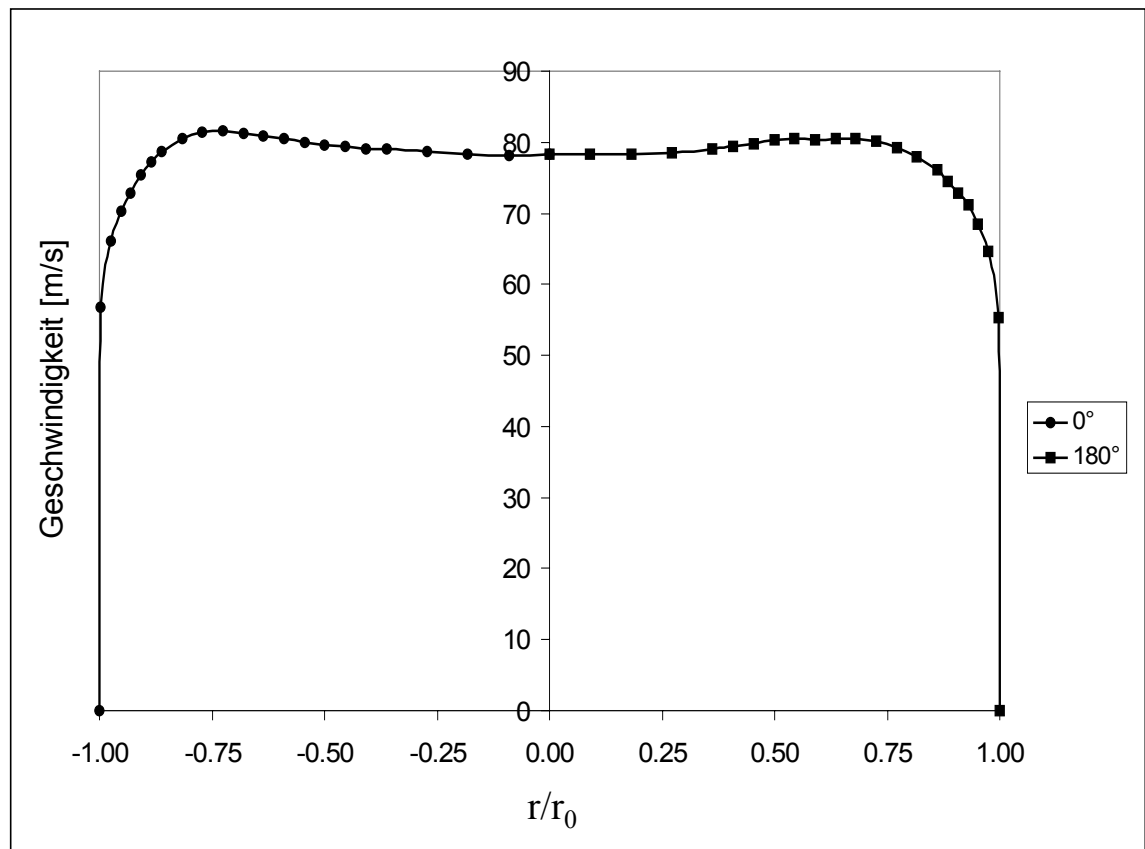


Abbildung 4.2 Durchsatzmeßstrecke und Kammsonde

Für die oben aufgeführten Gleichungen und Zusammenhänge wurde eine „Matlab-Routine“ programmiert und aus den im Versuch bestimmten Größen  $\dot{m}$ ,  $\dot{m}_0$ , und  $f$  der Geschwindigkeitsverlauf errechnet. In Abbildung 4.3 ist der Geschwindigkeitsverlauf von  $0^\circ$  bis  $180^\circ$  über dem dimensionslosen Rohrradius aufgetragen. Deutlich ist der Geschwindigkeitsgradient an der Rohrwand und das für turbulente Strömungen typische völlige Strömungsprofil zu sehen. Da der letzte Sondenkopf 0.5 mm von der Rohrwand entfernt liegt, ist der Grenzschichtverlauf bis zur Wand nicht bekannt. Deshalb wurde vom letzten Meßpunkt aus zur Rohrwand hin linear auf 0 m/s interpoliert. Der dabei entstehende Fehler liegt bei  $< 0.1\%$  des Gesamt-massendurchsatzes, da der Ringquerschnitt zwischen dem letzten Sondenkopf und der Rohrwand, bezogen auf den Gesamtquerschnitt, nur 0.4% beträgt. Deshalb wurde auf eine Berechnung des exakten Grenzschichtverlaufs verzichtet.

Aus dem in Abbildung 4.3 dargestellten Geschwindigkeitsverlauf wurde zunächst die daraus resultierende Massenstromverteilung und anschließend durch Integration in der „Matlab-Routine“ der Gesamtmassenstrom  $\dot{m}$  errechnet.

Abbildung 4.3 Geschwindigkeitsverteilung bei  $0^\circ$  und  $180^\circ$ 

Abschließend wurde eine Gesamtfehlerabschätzung der Meßkette durchgeführt, um die absolute Genauigkeit der Massendurchsatzbestimmung angeben zu können.

Die einzelnen Fehlerquellen und die dazugehörigen Abweichungen sind:

- Temperaturbestimmung  $\pm 0.2^\circ\text{C}$
- Luftfeuchte  $\pm 3\%$
- Linearitätsfehler des Druckaufnehmers  $0.04\%$  auf den Vollausschlag
- A/D-Karte  $\pm 1$  Bit aus 12 Bit

Nimmt man alle oben aufgeführten möglichen Fehlerquellen zusammen und berücksichtigt die daraus entstehenden maximalen Abweichungen, dann ist ein Fehler von etwa  $\pm 0.5\%$  bei der Massendurchsatzbestimmung zu erwarten.

#### 4.2.2 Statische Druckverteilung am Stator S2

Für die Bestimmung der statischen Druckverteilung am Stator S2 wurden in der institutseigenen Werkstatt zwei Statorschaufeln S2 mit Wanddruckbohrungen versehen. Eine Schaufel wurde mit Bohrungen auf der Druckseite und eine auf der Saugseite bestückt. Hierfür wurde für die Schaufel mit den saugseitigen Wandbohrungen die Druckseite aufgefräst und die Saugseite mit 0.6 mm Bohrungen durchbohrt. In diese Löcher wurden kleine Röhrchen mit einem Außendurchmesser von 0.6 mm und einem Innendurchmesser von 0.4 mm eingelegt und von der aufgefrästen Druckseite aus über den Schaufelfuß nach außen geführt. Anschließend wurde die Schaufel mit „Flüssigaluminium“ verspachtelt und überfräst. Die gleiche Vorgehensweise wurde für die Schaufel mit den druckseitigen Wandbohrungen angewandt, wobei hier die Röhrchen von der Saugseite aus verlegt wurden. In Abbildung 4.4 ist die Cp-Schaufel mit den saugseitigen Wanddruckbohrungen abgebildet und schematisch die Verteilung der Bohrungen dargestellt. Die Bohrungen beginnen im geometrischen Staupunkt und sind in einem Abstand von 2 mm versetzt entlang der Schaufeloberfläche verteilt. Durch die versetzte Anordnung wurde der Einfluß benachbarter Bohrungen auf die Druckmeßwerte minimiert.

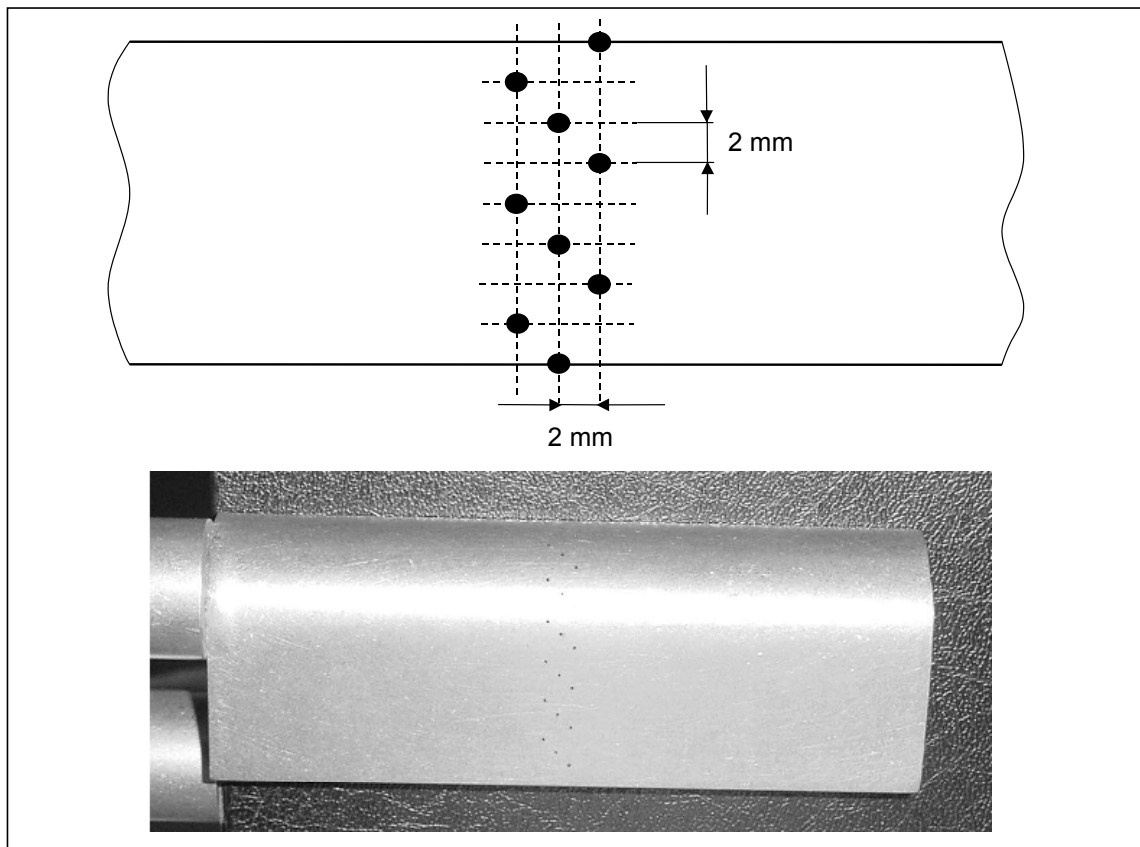


Abbildung 4.4

Cp-Schaufel

Aus den gemessenen statischen Drücken auf der Schaufeloberfläche wurde wie folgt der  $C_p$ -Wert berechnet:

$$C_p(S/S_{ges}) = \frac{P(S/S_{ges})}{P_{tot\ 1.1}} \quad (4.4)$$

In Tabelle 4.1 sind die Meßstellen, die Schaufelbezeichnung und die bezogenen Oberflächenkoordinaten der einzelnen Druckmeßbohrungen für die Saug- und Druckseite eingetragen. Bohrung 1 liegt jeweils auf dem Staupunkt beginnend mit  $S/S_{ges} = 0$ . Zusätzlich ist die Radialkoordinate mit  $r = 0$  für den Innendurchmesser der Meßstrecke eingetragen.

Für die Auswertung wurde eine „Matlab-Routine“ programmiert, die den  $C_p$ -Verlauf mit einer Driftkorrektur aus den Druckmessungen berechnet, vergl. Kapitel 4.2.3.

Meßebe	2.2		2.2	
Oberfläche	Saugseite		Druckseite	
Schaufel	CpS		CpD	
BohrungsNr.	S / S <sub>gesS</sub>	r [mm]	S / S <sub>gesD</sub>	r [mm]
1	0.000	50.875	0.000	50.875
2	0.043	52.875	0.050	52.875
3	0.085	48.875	0.100	48.875
4	0.128	50.875	0.150	50.875
5	0.170	52.875	0.200	52.875
6	0.213	48.875	0.249	48.875
7	0.255	50.875	0.299	50.875
8	0.298	52.875	0.349	52.875
9	0.340	48.875	0.399	48.875
10	0.383	50.875	0.449	50.875
11	0.426	52.875	0.499	52.875
12	0.468	48.875	0.549	48.875
13	0.511	50.875	0.599	50.875
14	0.553	52.875	0.648	52.875
15	0.596	48.875	0.698	48.875
16	0.638	50.875	0.748	50.875
17	0.681	52.875	0.798	52.875
18	0.723	48.875	0.848	48.875
19	0.766	50.875	0.898	50.875
20	0.809	52.875		
21	0.851	48.875		

Tabelle 4.1 Koordinaten der Druckmeßbohrungen

### 4.2.3 Druckverlustbestimmung

Für die Bestimmung der Druckverluste der Stator-Stator-Anordnung wurden Totaldruckmessungen in den Ebenen 1.1, 2.1 und 2.4. durchgeführt, vergl. Abbildung 4.1. In der Zuströmebene 1.1 wurde eine Pitotsonde und in den Ebenen 2.1 und 2.3 eine 3-Loch 9-Zinken-Kammsonde verwendet, vergl. Abbildung 4.5. Für die später gezeigten Verlustmessungen wurde ausschließlich mit Sondenkopf Nr. 5 A auf dem Mittelschnitt gemessen. Die Bohrungen 5B und 5C wurden während der Abströmwinkelmessungen eingesetzt, vergl. Abbildung 4.5 Schnitt A-B.

Abbildung 4.6 zeigt als Beispiel den Meßaufbau der Gesamtdruckverlustmessung der Stator-Stator-Anordnung zwischen den Ebenen 1.1 und 2.4. Die beiden Totaldrucksonden wurden um eine Teilung versetzt zueinander eingebaut, um eine Wechselwirkung bei der Druckverlustmessung auszuschließen. Bei der Justierung wurden die Sonden auf zwei vergleichbare Stromfäden in den benachbarten Teilungen positioniert und während der Messung parallel zueinander traversiert. Durch diese Vorgehensweise wurde die für ein optimales Ergebnis notwendige Symmetrie gewährleistet. Eine wichtige Voraussetzung für diese Symmetrie ist die konstante Eintrittsmassenverteilung über den benachbarten Teilungen, die bei Voruntersuchungen nachgewiesen worden ist. Während der Messungen wurden über das Scani Valve insgesamt 6 Drücke nach dem Belegungsplan in Tabelle 4.2 gemessen.

Druckmeßstelle Scani Valve	Referenz- druck	Gemessener Druck (Meßebeine)
1	P <sub>tot</sub> (1.1)	P <sub>tot</sub> (2.4)
2	P <sub>tot</sub> (1.1)	P <sub>tot</sub> (1.1)
3	P <sub>tot</sub> (1.1)	P <sub>u</sub>
4	P <sub>tot</sub> (1.1)	P <sub>stat</sub> (1.1)
5	P <sub>tot</sub> (1.1)	P <sub>stat</sub> (2.4 innen)
6	P <sub>tot</sub> (1.1)	P <sub>stat</sub> (2.4 außen)

Tabelle 4.2 Sensorbelegung für die Totaldruckverlustmessung  $\omega_{\text{lok ges}}$

Für alle Druckverlustmessungen wurde der Eintrittstotaldruck auf die Referenzbohrung des Druckaufnehmers am Scani Valve gelegt, wodurch auf Druckmeßstelle 1 der Kammsonde die Totaldruckdifferenz über der Meßstrecke direkt gemessen werden konnte. Durch diese Vorgehensweise war es möglich, alle anlagenbedingten Druckschwankungen zu eliminieren, die sonst bei einer sequentiellen Messung der beiden Totaldrücke am Scani Valve und einer anschließenden mathematischen Differenzenbildung zu Abweichungen im Druckverlustbeiwert führen würden, vergl. Gleichung 4.6.

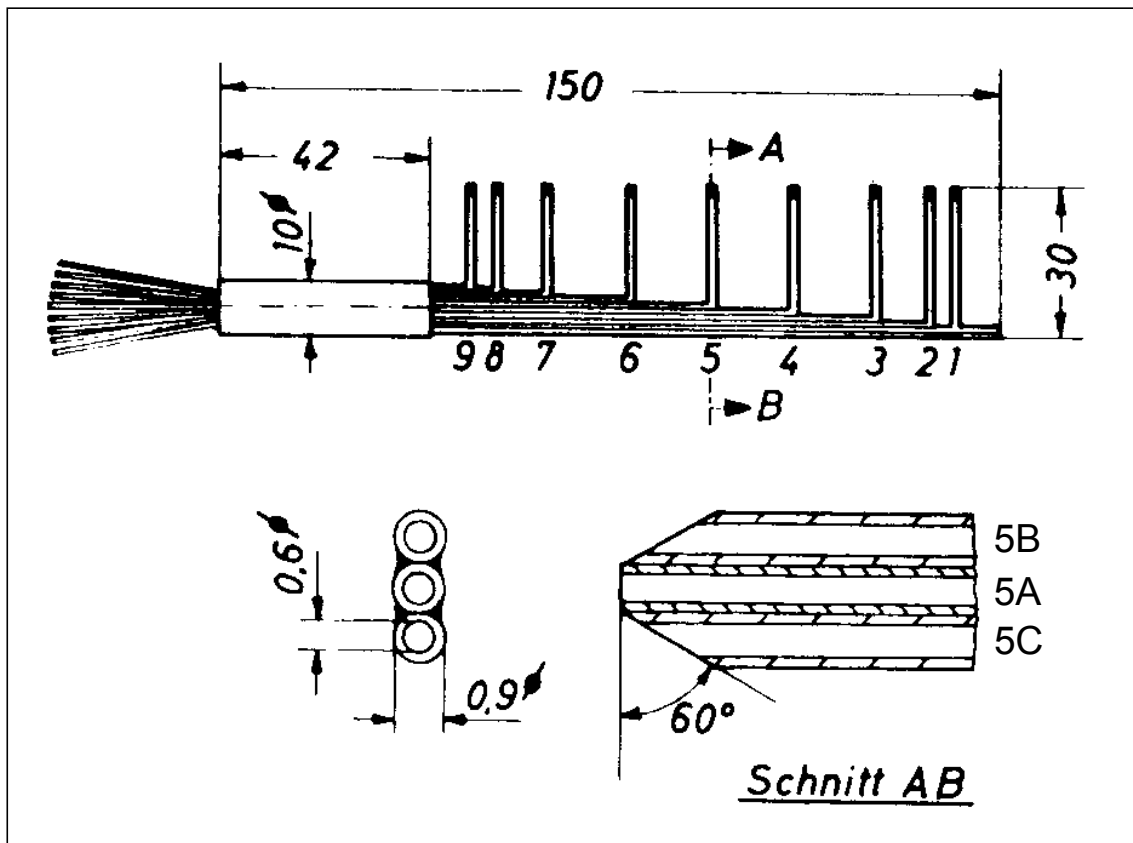


Abbildung 4.5

Kammsonde

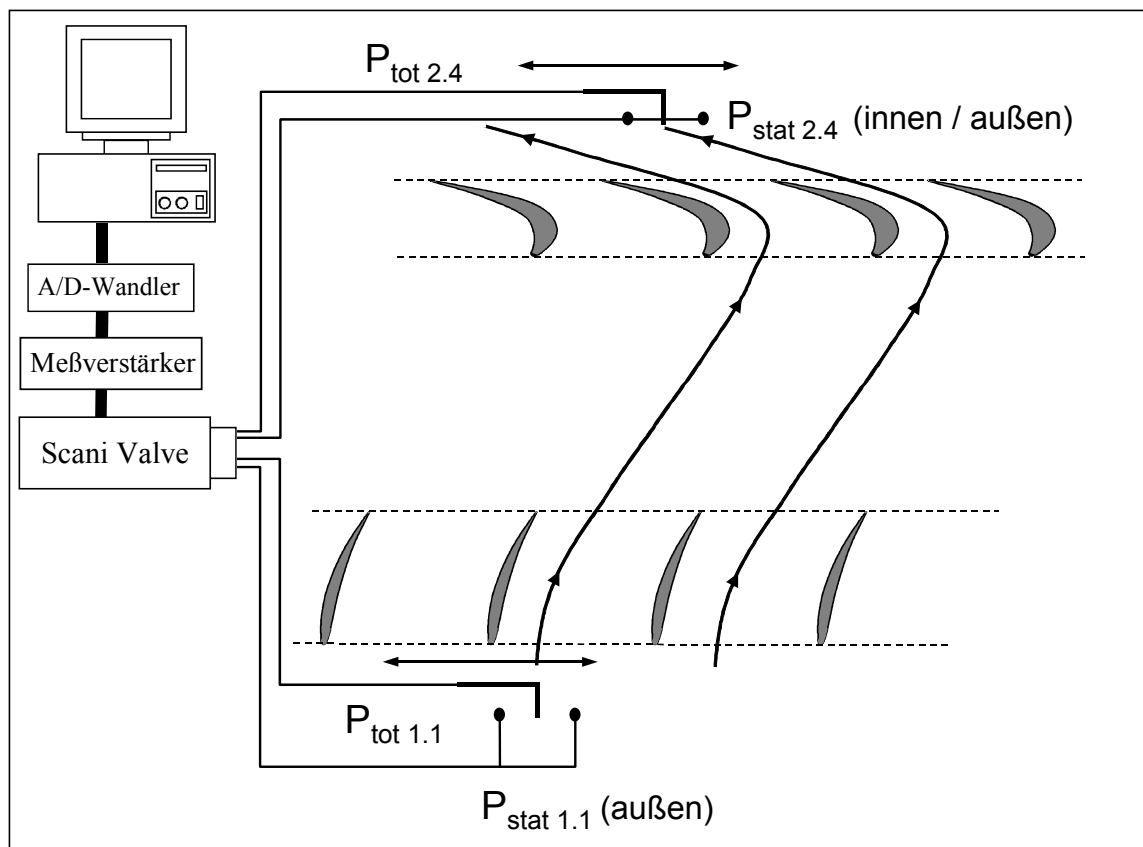


Abbildung 4.6

 Meßaufbau für die Totaldruckverlustmessungen  $\omega_{lok\ ges}$



Auf Druckmeßstelle 2 wurde der Drift des Druckaufnehmers aufgezeichnet. Durch Temperaturänderungen gegenüber dem Abgleich und durch einen zeitlichen Drift kommt es zu einer Verschiebung des Nullpunktes, der in der Auswertung aus der Information der Meßstelle 2 korrigiert wurde. Auf Druckmeßstelle 3 wurde der Eintrittstotaldruck gemessen und auf Druckmeßstelle 4 der statische Druck am Eintritt über Wanddruckbohrungen am Außenring. Auf Meßstelle 5 und 6 wurde der statische Druck am Austritt im Innenring und Außenring gemessen. Durch den starken Drall am Austritt von Stator S2 kommt es zu einer von innen nach außen zunehmenden statischen Druckverteilung. In der Auswertung wurde deshalb der statische Druck auf dem Mittelschnitt durch das arithmetische Mittel der beiden Drücke innen und außen errechnet. Dieses Vorgehen ist am Eintritt der Anlage nicht erforderlich, da die Strömung drallfrei zuströmt und somit keine statische Druckverteilung über dem Radius vorliegt.

Bei den Druckmessungen werden die Sonden in den Ebenen 1.1, 2.1 und 2.4 in diskreten Schritten in Umfangsrichtung  $x$  traversiert. An jeder Stelle  $x$  wird dann aus den gegebenen Drücken der lokale Totaldruckverlustbeiwert  $\omega_{lok\ S1\_sp}$  für den Stator S1\_sp und  $\omega_{lok\ ges}$  für die Gesamtkonfiguration aus Stator S1\_sp und Stator S2 zusammen berechnet:

$$\omega_{lok\ S1\_sp} = \frac{P_{tot\ 1.1}(x) - P_{tot\ 2.1}(x)}{\bar{P}_{tot\ 2.1} - \bar{P}_{stat\ 2.1}} \quad (4.5)$$

$$\omega_{lok\ ges} = \frac{P_{tot\ 1.1}(x) - P_{tot\ 2.4}(x)}{\bar{P}_{tot\ 2.4} - \bar{P}_{stat\ 2.4}} \quad (4.6)$$

Zur Bestimmung des Gesamttotaldruckverlustes  $\omega_{ges\ S1\_sp}$  einer Stator S1\_sp-Schaufel und des Gesamttotaldruckverlustes  $\omega_{ges}$  der Gesamtkonfiguration wird gemäß der beiden Gleichung 4.7 und 4.8 der lokale Totaldruckverlustbeiwert über der Teilung  $t$  integriert.

$$\omega_{ges\ S1\_sp} = \frac{\int_{-t/2}^{+t/2} \omega_{lok\ S1\_sp} dx}{t} \quad (4.7)$$

$$\omega_{ges} = \frac{\int_{-t/2}^{+t/2} \omega_{lok\ ges} dx}{t} \quad (4.8)$$

Aus den beiden Gleichungen 4.7 und 4.8 kann nun der integrale Totaldruckverlust  $\omega_{ges\ S2}$  von einer Stator S2-Schaufel berechnet werden. Dafür müssen aber die beiden Gleichungen 4.7 und 4.8 auf die gemeinsamen Eintrittsbedingungen umgerechnet werden:

$$\omega_{ges\ S1\_sp\ E\ int\ irtt} = \omega_{ges\ S1\_sp} \left( \frac{\bar{P}_{tot\ 2.1} - \bar{P}_{tot\ 2.1}}{\bar{P}_{tot\ 1.1} - \bar{P}_{stat\ 1.1}} \right) \quad (4.9)$$

$$\omega_{ges\ E\ int\ irtt} = \omega_{ges} \left( \frac{\bar{P}_{tot\ 2.4} - \bar{P}_{tot\ 2.4}}{\bar{P}_{tot\ 1.1} - \bar{P}_{stat\ 1.1}} \right) \quad (4.10)$$

Jetzt kann aus der Differenz der beiden Gleichung 4.9 und 4.10 der auf die Eintrittsbedingungen bezogene lokale Totaldruckverlust  $\omega_{ges\ S2\ Eintritt}$  von Stator S2 berechnet werden:

$$\omega_{ges\ S2\ E\ int\ irtt} = \omega_{ges\ E\ int\ irtt} - \omega_{S1\_sp\ E\ int\ irtt} \quad (4.11)$$

Da der Totaldruckverlust von Turbinenschaufeln üblicherweise über die Austrittsbedingungen dimensionslos gemacht wird, wird abschließend der lokale Totaldruckverlust  $\omega_{ges\ S2\ Eintritt}$  auf die Austrittsbedingungen umgerechnet:

$$\omega_{ges\ S2} = \omega_{ges\ S2\ E\ int\ ritt} \left( \frac{\bar{P}_{tot\ 1.1} - \bar{P}_{tot\ 1.1}}{\bar{P}_{tot\ 2.4} - \bar{P}_{stat\ 2.4}} \right) \quad (4.12)$$

Die gemittelten Drücke aus Gleichung 4.5 bis 4.12 werden dabei einfach gemittelt. Eine massengewichtete Mittelung, wie sie üblicher Weise durchgeführt wird, wurde hier nicht angewandt.

Zusätzlich kann aus den Drücken und der statischen Temperatur die lokale Geschwindigkeitsverteilung errechnet werden. Dabei wird die Dichte  $\rho$  mit Hilfe der allgemeinen Gasgleichung durch den statischen Druck  $P_{stat}$ , die statische Temperatur  $T_{stat}$  und die allgemeine Gaskonstante  $R$  bestimmt.

$$c(x) = \sqrt{\frac{2 R T_{stat} (P_{tot}(x) - P_{stat}(x))}{P_{stat}(x)}} \quad (4.13)$$

Für die Auswertung wurde eine „Matlab-Routine“ programmiert, die die Totaldruckverluste aus Gleichung 4.5 bis 4.12 sowie die Geschwindigkeitsverteilung aus Gleichung 4.13 mit einer Driftkorrektur aus den Druckmessungen berechnet.

#### 4.2.4 Strömungswinkelbestimmung

Für die Bestimmung des Abströmwinkels wurden die Bohrungen 5B und 5C der Kammsonde aus Abbildung 4.5, Schnitt A-B, verwendet. In einer eigens dafür gebauten Vorrichtung wurde die Sonde zunächst kalibriert. Dazu wurde die Sonde in einer senkrechten Strömung in 1°-Schritten um  $\pm 10^\circ$  verdreht und der Differenzdruck der beiden Bohrungen über dem Winkel aufgetragen.

Für die Strömungswinkelmessungen hinter den Statoren S1\_sp und S2 wurde die Sonde in der Meßebe 2.1, bzw. 2.4 positioniert und über einer Teilung traversiert. Während der Messungen wurden insgesamt 2 Drücke für jeden Meßpunkt aufgenommen, wie der nachfolgende Belegungsplan zeigt.

Druckmeßstelle Scani Valve	Referenz- druck	Gemessener Druck (Meßebe)
1	P 5B	P 5B (2.4)
2	P 5B	P 5C (2.4)

Tabelle 4.3 Sensorbelegung für die Winkelmessungen

Für alle Messungen wurde die Bohrung 5B auf die Referenzbohrung des Druckaufnehmers gelegt. Dadurch konnte auf der Meßstelle 1 der Abströmwinkel hinter dem Stator S2 direkt gemessen werden und so alle anlagenbedingten Schwankungen genau wie bei der Totaldruckverlustmessung unterdrückt werden. Auf Druckmeßstelle 2 wurde ebenfalls der Drift des Druckaufnehmers aufgezeichnet.

Für die Strömungswinkelmessungen hinter Stator S1\_sp wurde die Sonde in die Meßebe 2.1 montiert und die gleiche, oben beschriebene Meßprozedur angewandt.

Für die Auswertung wurde eine „Matlab-Routine“ programmiert und der Strömungswinkel mit einer Driftkorrektur aus den Druckmessungen und der Winkelkalibration berechnet.

### 4.3 Hitzdrahtmeßtechnik

Die Hitzdrahtmeßtechnik ist vor allem zur Bestimmung der Schwankungsgrößen instationärer Strömungen geeignet und hat sich als fester Bestandteil der heutigen Strömungsmeßtechniken bewährt. Das Grundprinzip der Meßtechnik ist ein beheizter Sensor, dessen konvektiver Wärmefluß an das vorbeiströmende Fluid zu einer Änderung der angelegten Heizleistung führt. Für die Sensoren werden beispielsweise platiniierte Wolframdrähte verwendet, die mit 5 µm Drahtdurchmesser ein sehr kleines Meßvolumen besitzen. Die Sensorarten variieren je nach Meßaufgabe in ihrer Form und Orientierung der Drähte. Es gibt neben Ein-drahtsonden auch Zweidraht- und Dreidrahtsonden, die zusätzlich für die Bestimmung der Strömungsrichtung und der Schubspannungen geeignet sind, vergl. Abbildung 4.7 unten rechts.

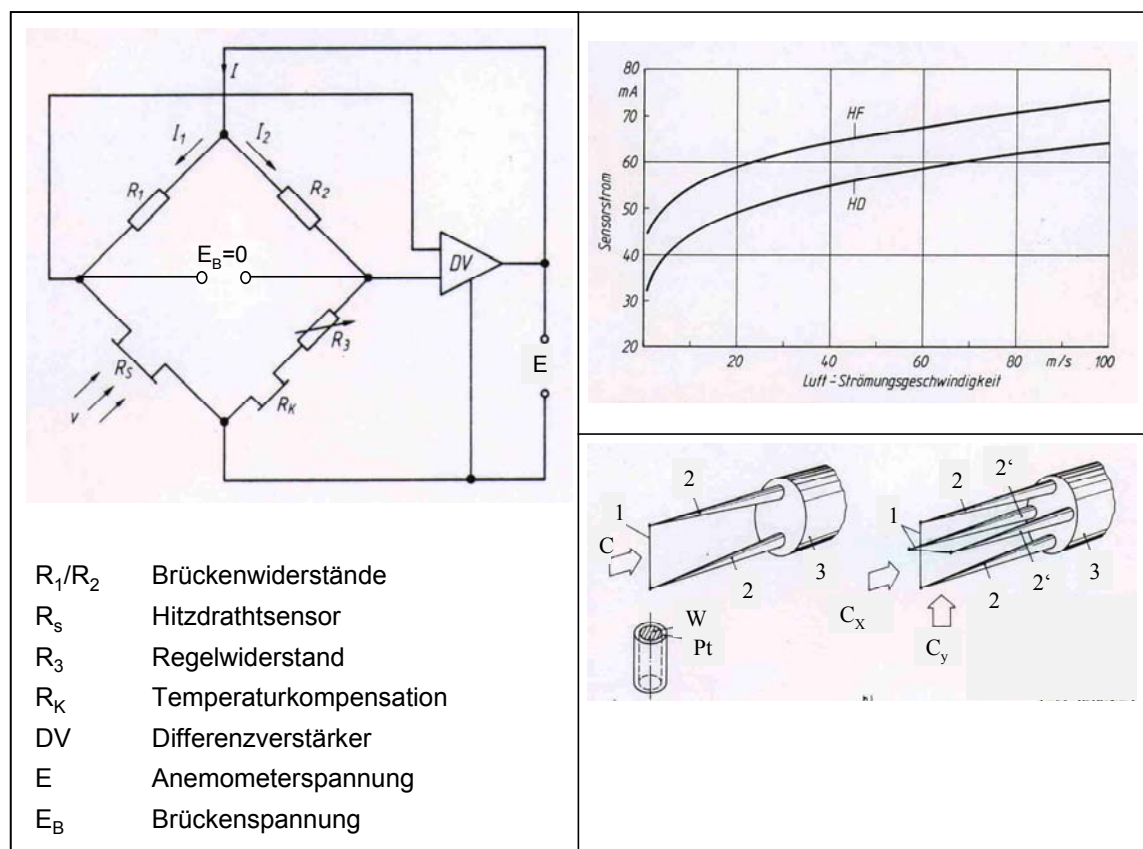


Abbildung 4.7

Hitzdrahtmeßtechnik

Der Sensor  $R_s$  ist Bestandteil einer der beiden Brückenarme einer Wheatstone'schen Brücke, wie in Abbildung 4.7 links dargestellt [16]. Die hier abgebildete Brückenschaltung entspricht einer CTA-Schaltung (**C**onstant **T**emperature **A**nemometer), die sich besonders

gut für Messungen hoher Strömungsgeschwindigkeiten eignet. Die Überhitzungstemperatur  $T_S - T_F$ , also die Temperaturdifferenz zwischen Sensor und Fluid, kann über den Regelwiderstand  $R_3$  eingestellt werden und beträgt üblicherweise  $150^\circ$  bis  $200^\circ\text{C}$ .

Das Herzstück einer CTA-Schaltung ist ein Regelkreis mit Differenzverstärker, der auf Änderungen der Brückenspannung  $E_B$  reagiert und diese zu Null ausregelt. Wird der Sensor  $R_S$  einer Strömung ausgesetzt, wird durch erzwungene Konvektion Wärme abgeführt und der Hitzdraht abgekühlt. Dadurch kommt es zu einer „Verstimmung“ der Brücke, die über den Differenzverstärker DV durch Nachführen der Anemometerspannung  $E$  wieder ausgeglichen wird. Die Anemometerspannung  $E$  ist somit das eigentliche Meßsignal. Der Mittelwert der Anemometerspannung ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit, und die zeitlichen Schwankungen um den Mittelwert sind ein Maß für den Turbulenzgrad der Strömung.

Kommt es zu einer Temperaturänderung im Fluid, führt dies automatisch zu einer Änderung der Überhitzungstemperatur und somit auch zu einer Änderung der Anemometerspannung. Diese veränderte Anemometerspannung wird fälschlicher Weise als Geschwindigkeitsveränderung interpretiert, ohne daß sich die Fluidgeschwindigkeit tatsächlich ändert. Eine Fluidtemperaturänderung führt also zu einem Meßfehler, der je nach Schaltungsart und Sensor bis zu  $1.66\%/^\circ\text{C}$  der mittleren Anemometerspannung betragen kann [13]. Es ist deshalb unbedingt notwendig, die Fluidtemperatur zu überprüfen und nach Möglichkeit konstant zu halten. Dies gelingt aber nicht immer, weshalb eine Temperaturkompensation der Anemometerspannung oft notwendig ist.

Eine Temperaturkompensation kann beispielsweise mathematisch erfolgen, indem die Fluidtemperatur gemessen und im Anschluß an die Strömungsmessung über eine Korrekturfunktion die Anemometerspannung korrigiert wird [5]. Oft werden aber auch sogenannte Temperaturkompensationssonden angewandt, die gemeinsam mit dem Hitzdraht in die Strömung gebracht werden und im „gegenüberliegenden“ Brückenweig verschaltet sind, vergl. Sensor  $R_K$  in Abbildung 4.7. Dieser Kompensationswiderstand verändert seinen Betrag mit der Änderung der Fluidtemperatur und korrigiert automatisch die Anemometerspannung. Die Fehler bei einer CTA-Schaltung mit Kompensationswiderstand betragen üblicherweise  $0.3\%/^\circ\text{C}$  der mittleren Anemometerspannung, weshalb im Anschluß an die Messungen bei kleinen Fluidtemperaturänderungen keine mathematische Korrektur mehr nötig ist.

Kalibriert werden die Hitzdrähte, indem sie in eine Strömung gebracht werden, deren Temperatur, Betrag und Richtung der Geschwindigkeit bekannt ist. Die Anemometerspannung wird in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit gemessen und aufgetragen. In Abbildung 4.7 oben rechts ist beispielhaft die Kalibrationskurve zweier verschiedener Sensortypen in einer CTA-Schaltung aufgetragen. Der Verlauf ist nicht linear und wird zu hohen Geschwindigkeiten hin immer flacher. Das hat zur Folge, daß bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten die Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit mit teilweise großen Abweichungen behaftet ist, da kleinste Spannungsänderungen zu großen Geschwindigkeitsänderungen führen. Abweichungen von bis zu 10% der mittleren gemessenen Geschwindigkeit zur tatsächlichen Ge-

schwindigkeit sind durchaus möglich. Deshalb ist die Hitzdrahtmeßtechnik weniger für die Bestimmung der mittleren Größen geeignet, sondern vor allem für die Erfassung der Schwankungsgrößen und Schubspannungen der Strömung [16].

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Hitzdrahtmessungen wurde ein CTA „Streamline“ der Firma „Dantec“ verwendet. Zur Temperaturkompensation wurde eine Kompensationssonde vom Typ „TC6“ eingesetzt und die Brücke in einer 1:1 Schaltung betrieben. Das Ausgangssignal wurde über eine 12 Bit A/D-Wandlerkarte „NIDAQ 16-E-10“ der Firma „National Instruments“ gewandelt und an den Meßrechner geleitet, vergl. Kapitel 4.2. Um „Aliasing“ zu vermeiden, wurde ein Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 10 kHz verwendet und mit einer Abtastrate von 37 kHz 2 Sekunden lang gemessen.

Alle Messungen wurden ausschließlich mit einer Eindrahtsonde vom Typ 55P13 durchgeführt, sowohl im Nachlauf von Stator S2 in der Meßebe 2.3. und 2.4. als auch im Nachlauf von Stator S1\_sp in der Meßebe 2.1.

Für die Kalibration des Hitzdrahtes wurde eine separate Kalibriereinrichtung mit einem 5 kW Radialverdichter und anschließender Börgerdüse verwendet. Die statische Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Düse ist auf die Freistrahlggeschwindigkeit kalibriert. In diesem Freistrah wurde der Hitzdraht positioniert, und über eine Drehzahländerung des Verdichters wurden die Anströmgeschwindigkeiten variiert. Für die Berechnung der Kalibrationsfunktion wurde ein Polynom 4.-Grades verwendet. Da sich die Strömungsgeschwindigkeiten in der Meßebe 2.1 und 2.3 bzw. 2.4 stark unterscheiden, wurden zwei verschiedene Kalibrationsfunktionen erstellt und an den jeweiligen Geschwindigkeitsbereich angepaßt.

Für den Betrieb des CTA wurde die Dantecsoftware „Streamline 2.0“ genutzt. Neben der Software zum CTA-Betrieb enthält das Programm auch leistungsstarke Werkzeuge zur Meßdatenverarbeitung. Aus den durchgeführten Messungen wurde für jeden Meßpunkt die mittlere Geschwindigkeit  $\bar{c}$ , der RMS-Wert  $\bar{c}_{RMS}$ , der Turbulenzgrad  $Tu$  und die turbulente kinetische Energie  $k1$  in Strömungsrichtung gemäß der Gleichungen 4.14, 4.15, 4.16 und 4.17 berechnet.

$$\bar{c} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} \quad (4.14)$$

Dabei entspricht  $n$  der Anzahl der aufgenommenen Werte pro Meßpunkt.

$$\bar{c}_{RMS} = \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{(\bar{c} - c_i)^2}}{n} \quad (4.15)$$

$$Tu(x) = \frac{c_{RMS}}{\bar{c}(x)} \quad (4.16)$$

$$k1 = \frac{\sum_{i=1}^n 3 (\bar{c} - c_i)^2}{2n} \quad (4.17)$$

Nach der Berechnung der Strömungsgrößen durch die Dantecsoftware „Streamline 2.0“ wurden die Daten exportiert und in einer „Excel-Routine“ weiter verarbeitet.

## 4.4 Oberflächenheißfilmmeßtechnik

### 4.4.1 Funktionsweise und Kalibration

Mit Hilfe der Oberflächenheißfilmmeßtechnik können wichtige Hinweise über den Zustand der Grenzschicht auf der Schaufeloberfläche gewonnen werden, wie z.B. Art und Lage der Transition, der Verlauf der Wandschubspannung sowie Informationen über den Grenzschichtzustand. Diese Parameter geben Aufschluß über mögliche Verlustmechanismen und sind somit ein wichtiger Bestandteil der heutigen Strömungsmeßtechniken.

Die Heißfilmmeßtechnik basiert wie die Hitzdrahtmeßtechnik auf dem Wärmeübergang zwischen einem beheizten Sensor an der Schaufeloberfläche und dem vorbeiströmenden Fluid, vergl. Kapitel 4.3. Der Heißfilmträger besteht aus einer dünnen Kaptonfolie, auf der die Chrom-Nickel-Sensoren im Abstand von 2.5 mm aufgedampft werden. Die Heißfilmsensoren werden ebenso wie die Hitzdrähte aus Kapitel 4.3 über ein CTA (**C**onstant **T**emperature **A**nometer) betrieben.

Für die Messungen im Rahmen dieser Arbeit wurden insgesamt vier Statorschaufeln S2 mit Oberflächenheißfilmen bestückt, je zwei auf der Saugseite und je zwei auf der Druckseite. Um eine bessere räumliche Auflösung der Meßergebnisse zu erhalten, wurden die Oberflächenheißfilme versetzt aufgebracht. Dies ist schematisch in Abbildung 4.8 dargestellt, wobei die Punkte je einen Heißfilmsensor repräsentieren. Jeweils ein Heißfilmarray wurde auf der Saug- bzw. Druckseite mit dem ersten Sensor, beginnend im geometrischen Staupunkt, aufgebracht (Schaufel „SS0“ und „SD0“). Das zweite Heißfilmarray wurde jeweils auf der Saug- bzw. Druckseite um eine halbe Sensorteilung „ST“ versetzt vom geometrischen Staupunkt aufgebracht, also 1.25 mm stromab (Schaufel „SS1“ und „SD1“). Dadurch erhält man die

Möglichkeit, die Meßergebnisse von zwei unterschiedlichen Schaufeln anschließend zu superponieren und somit genauere Informationen über die Grenzschichtzustände zu erhalten.

Die Heißfilme wurden von der Firma MTU in München in die Schaufeloberfläche versenkt, aufgeklebt und verkabelt. Durch das Versenken der Heißfilme um die Dicke des Heißfilmträgers bilden diese eine Einheit mit der Schaufeloberfläche, weshalb eine aerodynamische Wechselwirkung mit der Strömung ausgeschlossen werden kann. Zusätzlich wurde in die Schaufel eine Kabelschleife verlegt, die die Kabellänge der Anschlußkabel der einzelnen Sensoren besitzt. Diese Kabelschleife dient während der späteren Versuche zur Kompensation der Temperaturänderungen und wird direkt an die Temperaturkompensation des Anemometers angeschlossen.

In der Tabelle 4.4 sind die Meßstellen, die Schaufelbezeichnungen und die bezogenen Oberflächenkoordinaten für die mit Oberflächenheißfilmen bestückten Schaufeln, im Folgenden mit „OHF-Schaukeln“ bezeichnet, eingetragen.

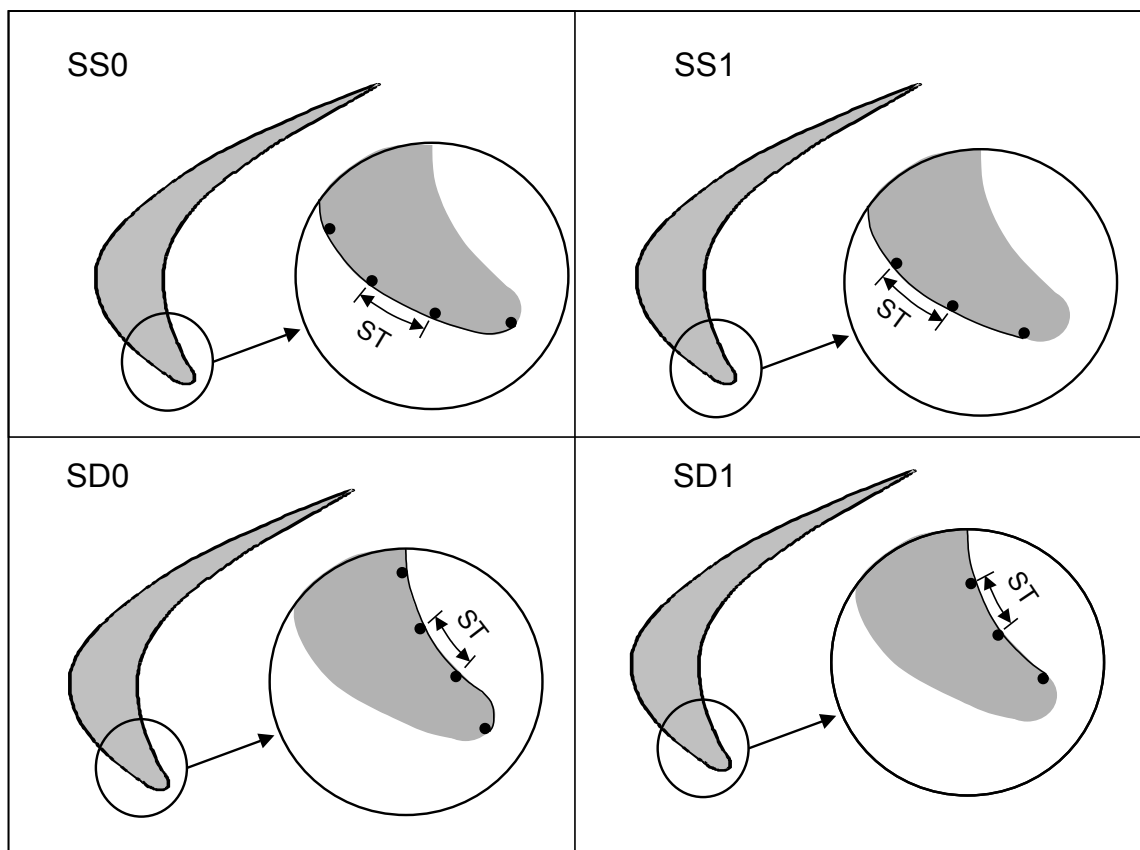


Abbildung 4.8

Lage der Oberflächenheißfilme auf den Stator 2-Schaufeln S2



Meßebeene	2.2	2.2	2.2	2.2
Oberfläche	Saugseite	Saugseite	Druckseite	Druckseite
Schaufel	SS0	SS1	SD0	SD1
SensorNr.	$S/S_{gesS}$	$S/S_{gesS}$	$S/S_{gesD}$	$S/S_{gesD}$
1	0.000	0.027	0.000	0.031
2	0.053	0.080	0.062	0.094
3	0.106	0.133	0.125	0.156
4	0.160	0.186	0.187	0.218
5	0.213	0.239	0.249	0.281
6	0.266	0.293	0.312	0.343
7	0.319	0.346	0.374	0.405
8	0.372	0.399	0.436	0.468
9	0.426	0.452	0.499	0.530
10	0.479	0.505	0.561	0.592
11	0.532	0.559	0.623	0.655
12	0.585	0.612	0.686	0.717
13	0.638	0.665	0.748	0.779
14	0.691	0.718	0.810	0.842
15	0.745	0.771	0.873	0.904
16	0.798	0.824	0.935	0.966
17	0.851	0.878	0.998	
18	0.904	0.931		
19	0.957	0.984		

Tabelle 4.4 Koordinaten der Heißfilmsensoren

Im Anschluß an die Bestückung der Schaufeln mit Oberflächenheißfilmen wurde eine Temperaturkalibration der einzelnen Sensoren durchgeführt. Durch diese Temperaturkalibration wird sichergestellt, daß im späteren Versuchsbetrieb alle Sensoren die gleiche Überhitzungstemperatur, also auch die identische Absoluttemperatur zueinander besitzen. Dies ist die notwendige Voraussetzung, um die Anemometerspannungen aus den Messungen miteinander vergleichen zu können.

Für die Temperaturkalibration wurden die Schaufeln in einen abgeschlossenen Aluminiumzylinder eingebracht, der mit einem Kupferdraht umwickelt wurde. Über ein Netzgerät wurde diese Kupferwicklung und somit der Zylinder auf eine konstante Temperatur aufgeheizt. Die Temperatur im Inneren des Zylinders wurde mit einem eingeführten Temperaturfühler gemessen. Durch eine genügend lange Haltezeit wurde sichergestellt, daß die Temperatur im Zylinder mit der Schaufeltemperatur und somit auch mit der Sensortemperatur überein-

stimmt. Mit einem Präzisionsohmmeter wurden dann in Abhängigkeit von vier verschiedenen Temperaturen die Sensorwiderstände der vier OHF-Schaufeln gemessen und in einem Diagramm aufgetragen.

In Abbildung 4.9 sind exemplarisch einige Kalibrationsgeraden von Sensoren der Schaufel „SS0“ dargestellt. Die Parallelverschiebung der einzelnen Kalibrationsgeraden zeigt, daß jeder Sensor einen leicht unterschiedlichen „Grundwiderstand“ besitzt.

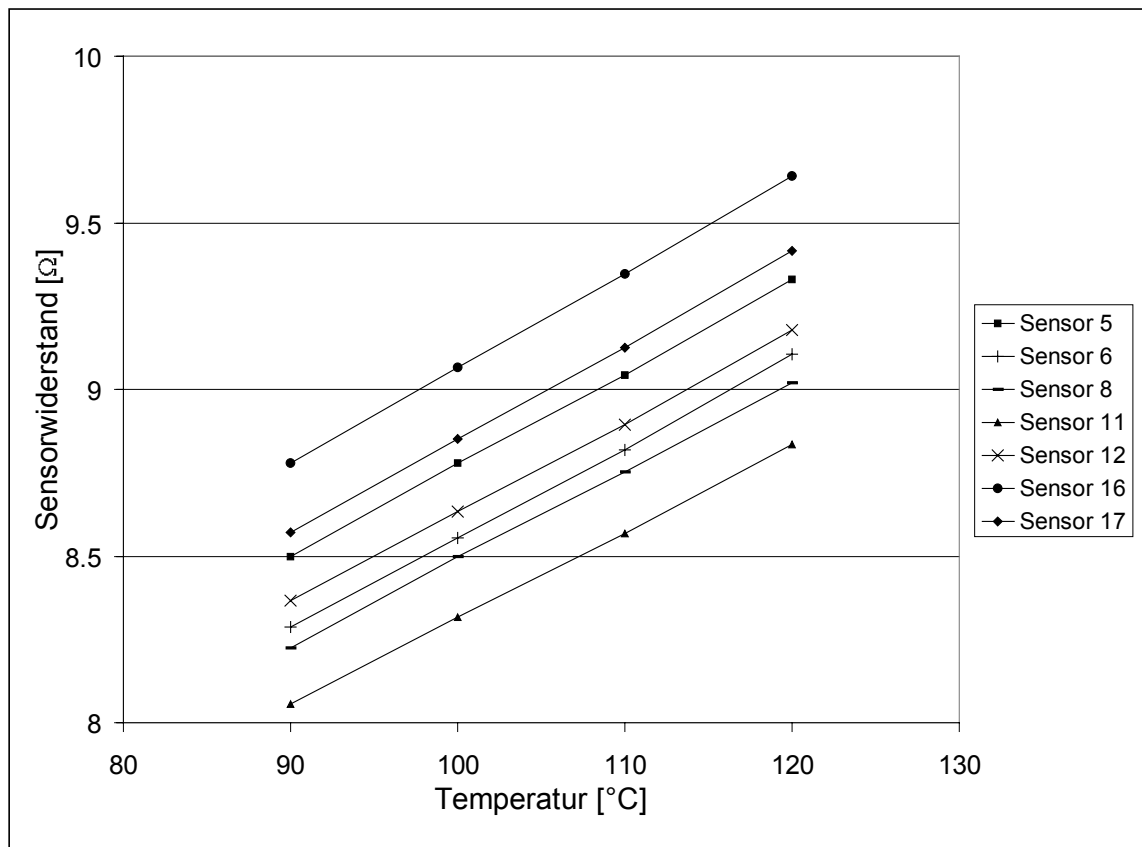


Abbildung 4.9 Temperaturkalibration von Sensor „SS0“

In Abbildung 4.10 ist die Meßkette dargestellt. Die vier OHF-Schaufeln werden über vier Anschlußkabel an einen Multiplexer angeschlossen. Dieser Multiplexer ist eine Eigenentwicklung der Elektronikwerkstatt des Fachbereichs Maschinenbau und ermöglicht das sequentielle Abtasten der einzelnen Sensoren, die auf ein CTA durchgeschaltet werden. Von dort wird über eine 12 Bit A/D-Karte das Meßsignal an einen Meßrechner geleitet, vergl. Kapitel 4.2.

Aus der Temperaturkalibration in Abbildung 4.9 ist ersichtlich, daß alle Sensoren unterschiedliche Widerstände besitzen. Um die bereits geforderte einheitliche Überhitzungstemperatur aller Sensoren zu erreichen, ist es notwendig, jedem Sensor einen eigenen Referenzwiderstand zuzuordnen, der dem Widerstand  $R_3$  aus Abbildung 4.7 entspricht. Mit Hilfe die-

ses individuellen Referenzwiderstandes kann eine einheitliche Überhitzungstemperatur für alle Sensoren eingestellt werden. In dem Multiplexer aus Abbildung 4.10 ist eine genügend große Anzahl von Widerständen enthalten, die von Hand eingestellt und an jeden Sensor individuell angepaßt werden können. Aus der Literatur [60] ist bekannt, daß eine Überhitzungstemperatur von  $\Delta T = 60^\circ \text{ K}$  optimal ist. In Vorversuchen wurde die Austrittstotaltemperatur der Meßstrecke mit  $50^\circ \text{ C}$  gemessen, was bei einer Überhitzungstemperatur von  $\Delta T = 60^\circ \text{ K}$  exakt  $110^\circ \text{ C}$  Absoluttemperatur entspricht.

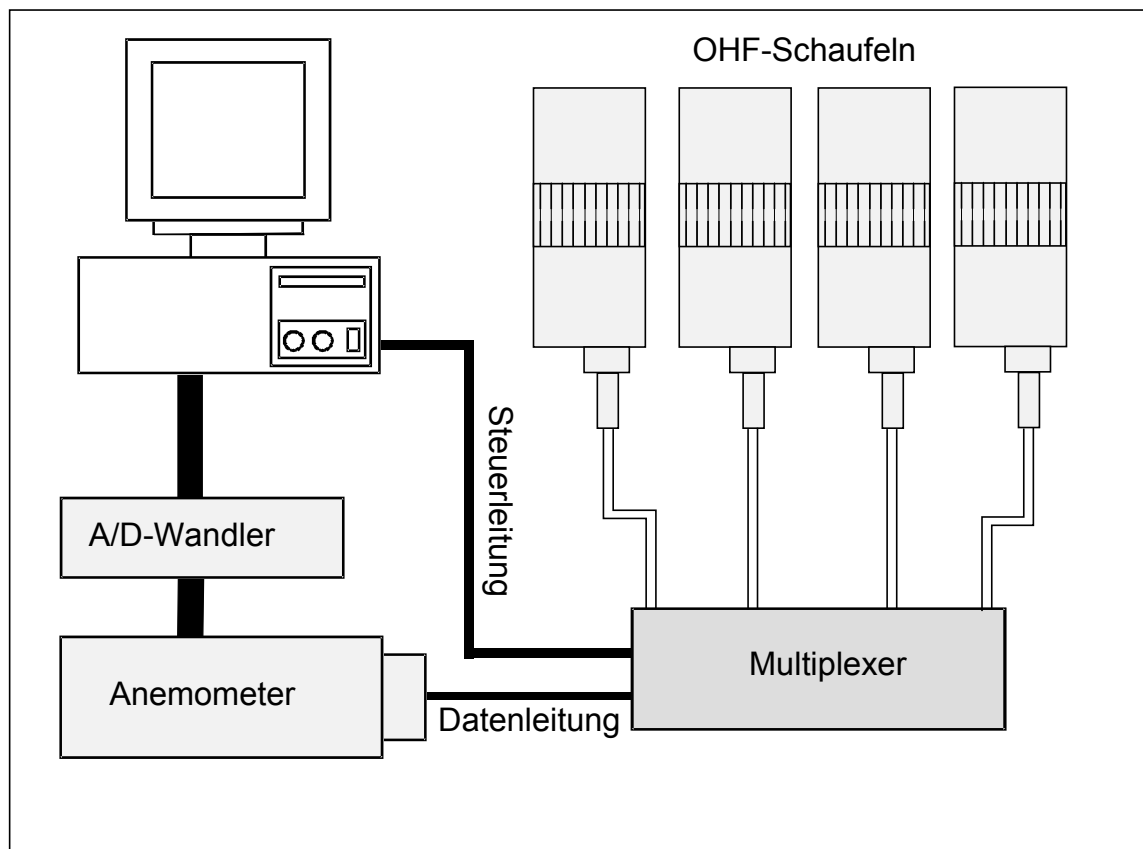


Abbildung 4.10 Meßkette Oberflächenheißfilme

Aus der Temperaturkalibration wurde für jeden Sensor der Widerstandswert bei  $110^\circ \text{ C}$  ermittelt. Anschließend wurde jedem Sensor ein Referenzwiderstand zugewiesen, der von Hand auf den entsprechenden Wert eingestellt wurde. Während der Messungen im späteren Versuchsbetrieb wird das Widerstandspaar, bestehend aus Sensor und dem dazugehörigen Referenzwiderstand, auf das Anemometer durchgeschaltet. Die Meßparameter wie Abtaste, Meßdauer und Meßreihenfolge können über ein DOS-Programm auf dem Meßrechner bestimmt und eingestellt werden.

Für die Bestimmung der Wandschubspannung  $\tau_w$  aus dem Oberflächenheißfilmsignal stellt die Gleichung 4.18 einen theoretischen Zusammenhang zwischen dem Verhältnis der Ane-

ometerspannung  $E$ , der Überhitzungstemperatur  $T_S - T_F$  und der Wandschubspannung  $\tau_w$  her [19].

$$\frac{E^2}{T_S - T_F} = A \tau_w^{1/3} + B \quad (4.18)$$

Diese Gleichung wird auch als Reynolds'sche Analogie bezeichnet. Die Problematik dieser Gleichung liegt in der Bestimmung der Konstanten  $A$  und  $B$ . Es konnte bisher noch kein allgemeingültiges Kalibriergesetz gefunden werden, das sowohl für laminare, turbulente und transitionale Grenzschichten hinreichend genau gilt. Ebenso kann bei einer Kalibration der Wärmeleitungsanteil des Wärmestromes vom Sensor in die Schaufel nur ungenügend erfaßt werden. Aber gerade dieser Anteil kann je nach Material der Schaufel zu erheblichen Fehlern bei der quantitativen Bestimmung der Wandschubspannung führen [67]. Aus diesem Grund wird auf eine Kalibration unter Verwendung von Gleichung 4.18 verzichtet. Es ist jedoch möglich, aus dem bezogenen Wechsellspannungsanteil der Anemometerspannung mit Gleichung 4.23 Ort und Art der Transition festzustellen. Auch der relative bzw. qualitative Verlauf der Wandschubspannung  $\tau_w$  wird vom bezogenen Gleichspannungsanteil der Anemometerspannung aus Gleichung 4.22 hinreichend gut wiedergegeben. Haueisen [26] gibt eine umfangreiche Herleitung der Reynolds'schen Analogie an und stellt den Zusammenhang zur Interpretation der qualitativen Spannungssignale her.

#### 4.4.2 Signalauswertung

Aus den gemessenen Anemometerspannungen  $E(t)$  wurde zunächst für jeden Sensor auf der Schaufeloberfläche der Mittelwert  $\bar{E}$  und der RMS-Wert  $E_{RMS}$  berechnet.

$$\bar{E} = \frac{\sum_{i=1}^n E_i}{n} \quad (4.19)$$

Dabei entspricht  $n$  der Anzahl der aufgenommenen Werte pro Messung.

$$E_{RMS} = \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{(\bar{E} - E_i)^2}}{n} \quad (4.20)$$

Für die Bestimmung der relativen Wandschubspannung und der normierten RMS-Werte muß die Nullspannung  $\bar{E}_0$  bestimmt werden.  $\bar{E}_0$  ist die Anemometerspannung am Sensor ohne anliegende Strömung, also die Heizleistung des Anemometers ohne erzwungene Konvektion. Gemessen wurde die Nullspannung, indem die Sensoren auf die Temperatur von 50°C aufgeheizt wurden, die der Totaltemperatur am Austritt von Stator 2 in den späteren Versuchen entspricht. Aus diesen Werten wurde dann gemäß Gleichung 4.21 für jeden Sensor die Nullspannung ermittelt.

$$\bar{E}_0 = \frac{\sum_{i=1}^n E_{0i}}{n} \quad (4.21)$$

Mit Hilfe von  $E_0$  kann nun die relative Wandschubspannung  $f(S/S_{ges})$  definiert werden zu:

$$f(S/S_{ges}) = \frac{\bar{E} - \bar{E}_0}{\bar{E}_0} \quad (4.22)$$

Für den dimensionslosen RMS-Wert gilt:

$$f'(S/S_{ges}) = \frac{E_{RMS}}{\bar{E}_0} \quad (4.23)$$

Zusätzlich wurde das Amplitudenspektrum der einzelnen Sensoren bestimmt. Hierfür wurde eine Standard „Fast Fourier Transformation“, **FFT**, mit dem Programm „Matlab“ durchgeführt [3]. Die Meßzeit betrug für jeden Sensor pro Messung eine Sekunde bei einer Abtastrate von 20 kHz. Anschließend wurden die Amplituden in Abhängigkeit von der Frequenz bis 10 kHz aufgetragen.

Neben der relativen Wandschubspannung  $f(S/S_{ges})$  und dem dimensionslosen RMS-Wert  $f'(S/S_{ges})$  können aus der **Intermittenz**  $\gamma$  wichtige Rückschlüsse auf das Grenzschichtverhalten gezogen werden, vergl. Kapitel 2.2.2. Mit der berechneten Intermittenzverteilung  $\gamma(S/S_{ges})$  kann dann bestimmt werden, ob und an welcher Stelle die Grenzschicht an der Oberfläche der Schaufel laminar oder turbulent ist. Zur Berechnung der Intermittenz benutzen Chakka und Schobeiri [7] eine Methode nach Hedley und Keffer [27], die im Folgenden näher beschrieben wird und im Rahmen dieser Arbeit durch „smoothing“ modifiziert wurde. Abbildung 4.11 links zeigt schematisch den Ablauf der Intermittenzberechnung.

Aus dem Zeitsignal der Anemometerspannung  $E(t)$  der einzelnen Heißfilmsensoren wird mit der Gleichung 4.24 durch zweimaliges Ableiten von  $E(t)$  nach der Zeit das Signal „aufgeraut“ und durch Quadrieren des Ergebnisses eine „detector function“  $S(t)$  berechnet.

$$S(t) = \left( \frac{\partial^2 E(t)}{\partial t^2} \right)^2 \quad (4.24)$$

Anschließend wurde die „detector function“  $S(t)$  durch „smoothing“ geglättet. Der Grund für die Glättung ist die Unterdrückung von großen Spannungsspitzen, um bei der Berechnung von  $I(t)$  große Schwankungen zu vermeiden. Zusätzliche Angaben hierzu finden sich bei Solomon [63], der durch eine Parameterstudie den Einfluß des „smoothing“ auf das Ergebnis der Intermittenz untersucht hat.

Zunächst werden jeweils zehn Werte von  $E(t)$  zusammengefaßt und der Mittelwert berechnet. Danach wird jeder der zehn Werte durch den Mittelwert ersetzt und in die Funktion  $S_{sm}(t)$  eingetragen, wie schematisch in Abbildung 4.11 oben rechts dargestellt. Hier sind die Funktion  $S(t)$  und  $S_{sm}(t)$  zur Veranschaulichung gemeinsam in ein Diagramm eingezeichnet. Die mathematische Umsetzung zeigen die Gleichungen 4.25 und 4.26, wobei  $n$  die Anzahl aller Meßwerte ist und  $k$  in ganzen Zahlen von 1 bis  $n/10$  hochgezählt wird, für 10 Meßwerte pro Glättungsintervall.

$$(E_{sm})_k = \frac{\sum_{i=(k*10)-9}^{k*10} E_i}{10} \quad \text{für } k = 1 \text{ bis } (n/10) \quad (4.25)$$

$$(S_{sm})_i = E_i = (E_{sm})_k \quad \text{für } i = (k * 10 - 9) \text{ bis } (k * 10) \quad (4.26)$$

Mit Hilfe eines Schwellenwertes  $G$  wird dann mit Gleichung 4.27 bestimmt, ob es sich bei den Werten in  $S_{sm}(t)$  um turbulente Schwankungen handelt oder um Signalrauschen.

$$I(t) = \begin{cases} 1 & \text{für } S_{sm}(t) \geq G \\ 0 & \text{für } S_{sm}(t) < G \end{cases} \quad (4.27)$$

Das Ergebnis  $I(t)$  aus Gleichung 4.27 ist eine „0-1-Verteilung“, wobei die Werte „0“ für den laminaren und die Werte „1“ für den turbulenten Anteil der Strömung stehen. Abschließend wird aus der Funktion  $I(t)$  durch Integration über die Gesamtzeit  $T$  die Intermittenz  $\gamma$  wie folgt berechnet:

$$\gamma = \frac{1}{T} \int_{t=0}^T I(t) dt \quad (4.28)$$

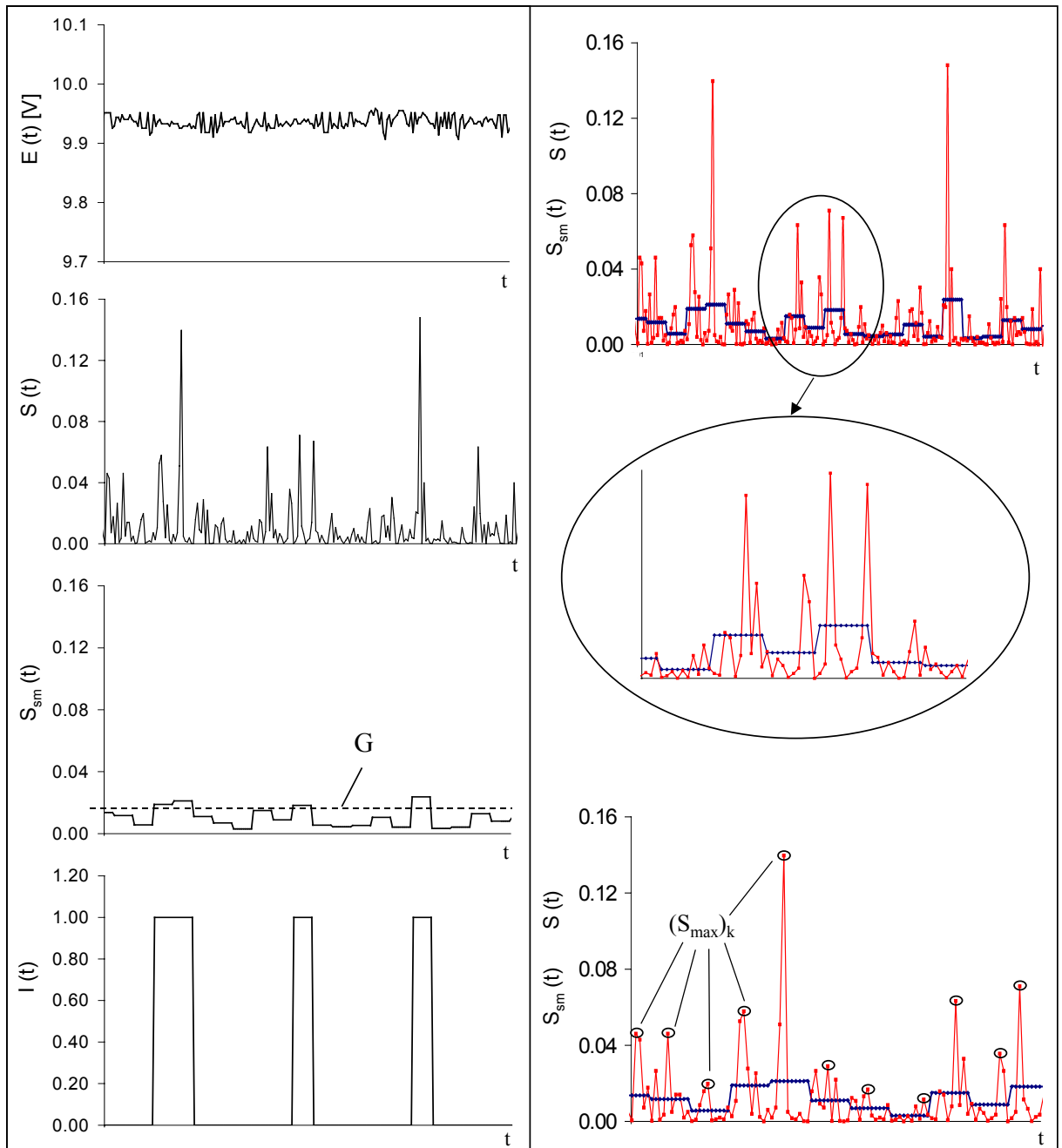


Abbildung 4.11 Berechnung der Intermittenz und des Schwellenwertes  $G$

Der Schwellenwert  $G$  wurde im Rahmen dieser Arbeit aus der „detector function“  $S(t)$  berechnet. Befindet sich ein Oberflächenheißfilmsensor innerhalb einer laminaren Grenzschicht, so sind die Spannungswerte der „detector function“  $S(t)$  als „laminar“ zu bewerten, mit der Bedingung  $S(t) < G$ . Mit Hilfe der Funktionen  $S(t)$  und  $S_{sm}(t)$  kann dann für jedes Intervall der maximale Wert  $(S_{max})_k$  bestimmt werden, vergl. Abbildung 4.11 unten rechts. Der Schwellenwert  $G$  lässt sich anschließend berechnen mit:

$$G = \frac{\sum_{k=1}^{n/10} (S_{\max})_k}{n/10} \quad (4.29)$$

Die Voraussetzung für die oben beschriebene Vorgehensweise ist allerdings die Kenntnis laminarer Strömungsbereiche, um einen solchen „Referenzsensor“ auswählen zu können. Dies ist für die saugseitige Grenzschicht kurz hinter dem Staupunkt für den untersuchten Stator S2 der Fall, wie sich aus den Ergebnissen der relativen Wandschubspannung und der dimensionslosen RMS-Werte zeigen läßt. Für die Intermittenzberechnung im Rahmen dieser Arbeit wird der Schwellenwert G daher aus dem Signal eines Sensors im vorderen Bereich der Schaufelsaugseite berechnet. Dieser Wert G gilt als Schwellenwert für die Intermittenzberechnung aller Sensoren auf der Schaufeloberfläche, druckseitig und saugseitig. Erst dadurch wird eine sinnvolle Intermittenzberechnung entlang der Schaufeloberfläche möglich.

Werden die Werte von  $\gamma$  für alle Heißfilmsensoren über  $S/S_{\text{ges}}$  aufgetragen, kann man aus der so bestimmten Verteilung das Intermittenzverhalten der Grenzschicht entlang der Schaufeloberfläche untersuchen. Es gilt:

$\gamma = 0$	laminare Grenzschicht
$\gamma = 0 - 0.5$	Intermittierende Grenzschicht mit überwiegend laminarem Anteil
$\gamma = 0.5 - 1$	Intermittierende Grenzschicht mit überwiegend turbulentem Anteil
$\gamma = 1$	turbulente Grenzschicht

Zusätzlich zur Intermittenz kann mit Hilfe der **Amplitudenhäufigkeitsverteilung (AHV)** ebenfalls eine Aussage über den Grenzschichtzustand gemacht werden. Nach Hedley und Keffer [27] entspricht die AHV für den laminaren und turbulenten Fall einer Gaußverteilung, die in Abbildung 4.12 oben dargestellt ist. Hier ist auf der Abszisse die normierte Amplitude  $a$  und auf der Ordinate die Häufigkeit  $f(a)$  aufgetragen. In laminaren Strömungen kommen demnach überwiegend kleine Amplituden vor, während sich für turbulente Strömungen ein breiteres Amplitudenspektrum ergibt. Beide Verläufe sind symmetrisch, was bedeutet, daß bezogen auf einen Mittelwert genau so oft negative wie positive Amplituden auftreten.

Kommt es zu einer intermittierenden Strömung, dann überlagert sich die laminare und turbulente AHV, wodurch sich eine Unsymmetrie im Verlauf der AHV ergibt, schematisch in unten dargestellt. Durch den Verlauf der Unsymmetrie und den Vergleich der Häufigkeitsmaxima zueinander lassen sich Rückschlüsse auf die Intermittenz und damit auch auf den laminaren oder turbulenten „Charakter“ einer Strömung ziehen.



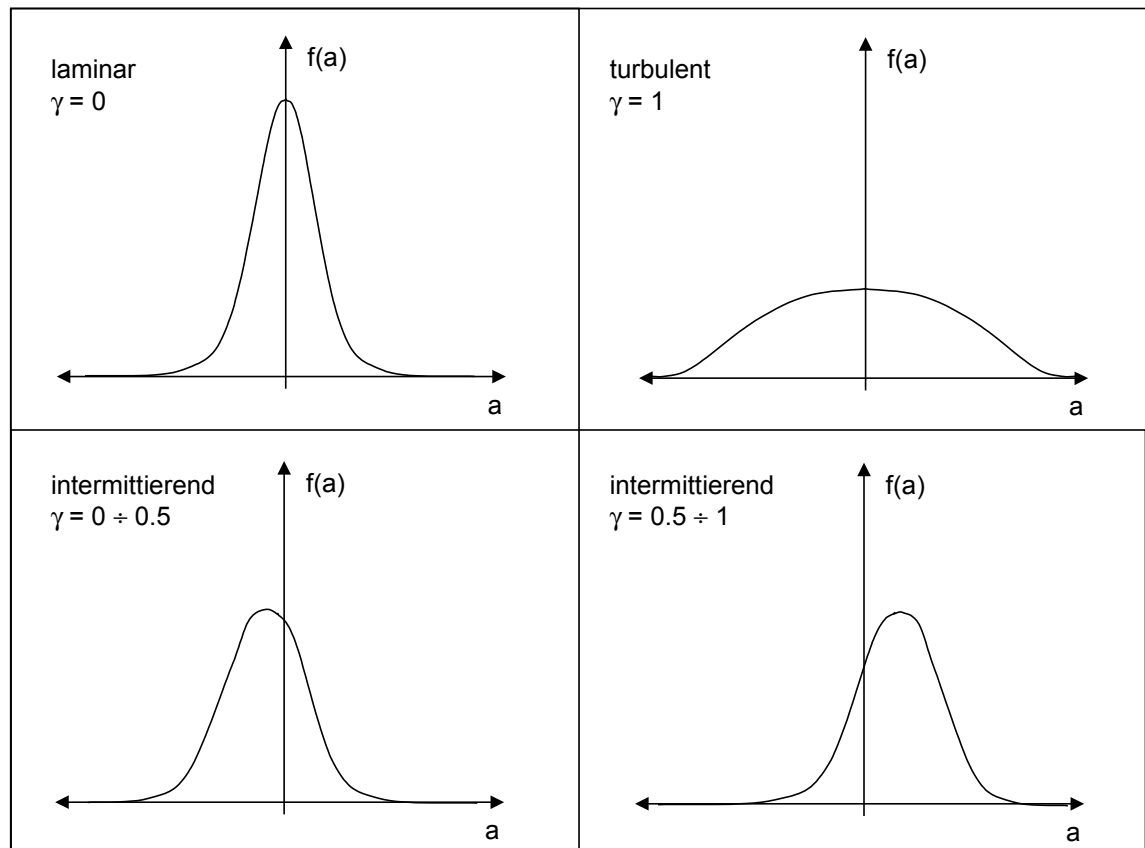


Abbildung 4.12 Theoretische Amplitudenhäufigkeitsverteilung [1], [27].

Die Berechnung der AHV wurde aus dem Zeitsignal der Oberflächenheißfilme  $E(t)$  mit Hilfe einer „Matlabroutine“ und dem Matlabbefehl „Hist ( $E(t),n$ )“ durchgeführt [3]. Die normierte Amplitude  $a$  wird dabei wie folgt berechnet.

In Abbildung 4.13 ist oben der Verlauf eines turbulenten und in der Mitte der Verlauf eines laminaren Zeitsignals schematisch dargestellt. Die „Matlabroutine“ sucht den zeitlichen Verlauf aus allen Oberflächenheißfilmsensoren der Schaufeloberfläche heraus, bei dem der Abstand zwischen Minimum und Maximum am größten ist und unterteilt diesen Wert in  $n$ -Teile, im Beispiel in Abbildung 4.13 oben in 7 Teile.

Dieses Raster aus  $n$ -Teilen wird über die Zeitsignale aller Sensoren gelegt und die Anzahl der Amplitudenmaxima in den jeweiligen Rasterteilen ausgezählt, beispielsweise Raster 7 in Abbildung 4.13 oben enthält 2 Amplitudenmaxima usw. Wenn für alle Sensoren die Raster ausgezählt sind, sucht die „Matlabroutine“ aus der Amplitudenverteilung eines Sensors im laminaren Bereich das Raster heraus, das die maximale Anzahl an Amplituden aufweist. Dieses Raster wird als Amplitude  $a=0$  definiert, im Beispiel Abbildung 4.13 in der Mitte das Raster 4. Dieses Raster mit der Amplitude „null“ wird auf alle Häufigkeitsverteilungen übertragen und anschließend werden alle Häufigkeiten über  $\pm 1/2$  aufgetragen, mit „ $a$ “ in  $1/n$ -Schritten, im Beispiel Abbildung 4.13 unten dargestellt.

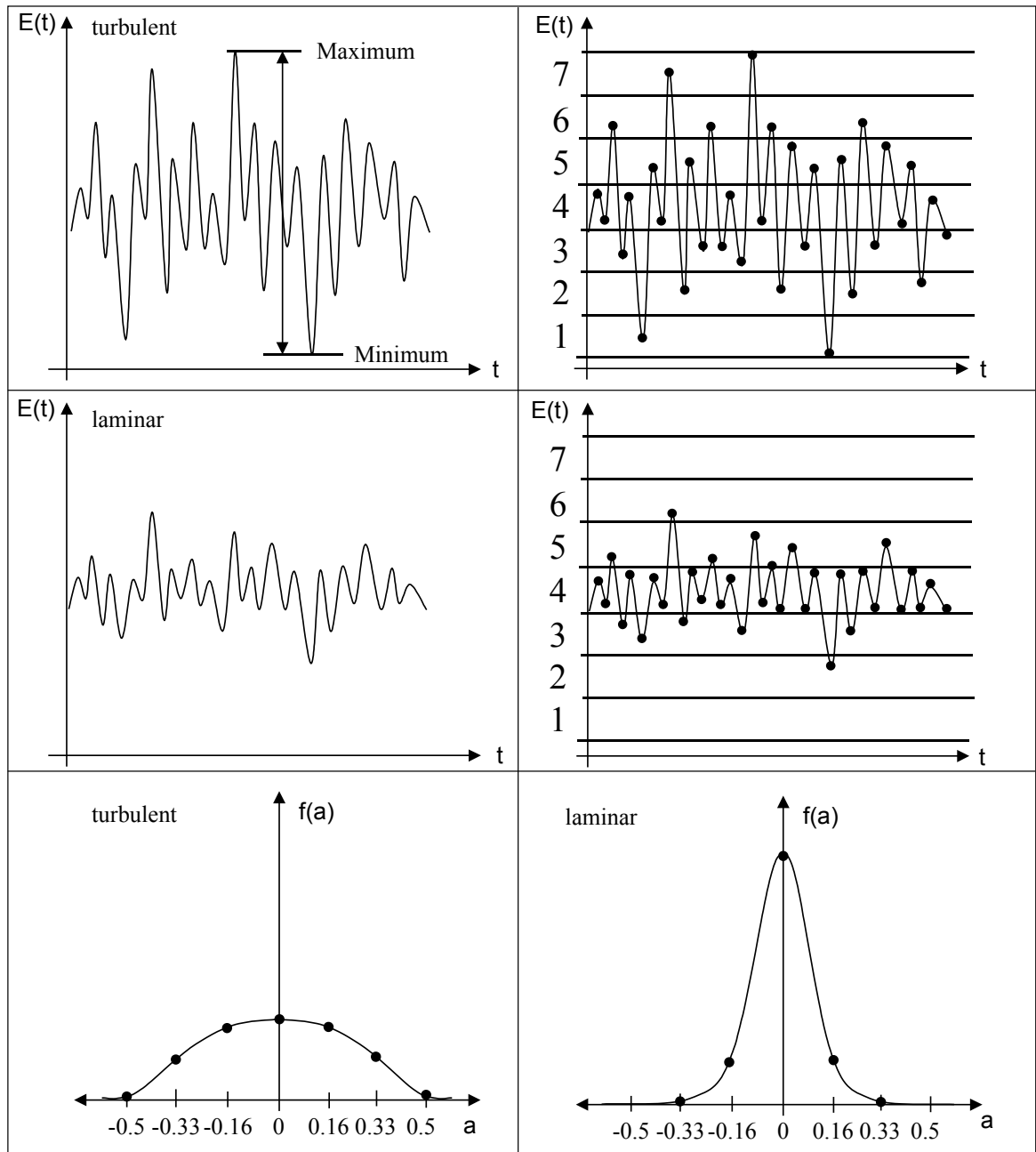


Abbildung 4.13 Berechnung der Amplitudenhäufigkeitsverteilung

Aber auch über die Berechnung der **Schiefe**  $\mu_3$  aus dem Zeitsignal nach Gleichung 4.30 [60] sind Aussagen über die AHV und die Intermittenz möglich.

$$\mu_3 = \frac{\sum_{i=1}^n (E_i - \bar{E})^3}{n \bar{E}^3} \quad (4.30)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann eine Aussage über die Unsymmetrie der AHV aus Abbildung 4.12 gemacht werden. Wie bereits erwähnt, ist die AHV für laminare und turbulente Strömungen symmetrisch und somit beträgt die Schiefe „null“. Kommt es zu einer intermittierenden Strömung ergibt sich eine Unsymmetrie in der AHV. Die Schiefe wird ungleich „null“. Halstead et. al [19], [20] geben in ihren Arbeiten eine gängige Interpretation der Schiefe wieder, die im Folgenden zusammengefaßt ist.

$\mu_3 = 0$	$\gamma = 0$	laminare Grenzschicht
$\mu_3 = \max.$	$\gamma = 0.25$	Intermittierende Grenzschicht, überwiegend laminar
$\mu_3 = 0$	$\gamma = 0.5$	Intermittierende Grenzschicht mit gleichen Anteilen
$\mu_3 = \min.$	$\gamma = 0.75$	Intermittierende Grenzschicht, überwiegend turbulent
$\mu_3 = 0$	$\gamma = 1$	turbulente Grenzschicht

## 5 Voruntersuchung

### 5.1 Zielsetzung

Das Ziel der Voruntersuchungen war die aerodynamische Abstimmung der in Kapitel 3 beschriebenen Speichenradvariante mit der Rotorvariante. Wie dort bereits erwähnt, ist der Stator S2 das eigentliche Untersuchungsobjekt und muß daher für alle Varianten beibehalten werden. Wichtig dabei ist auch, daß die Zuströmbedingungen zum Stator S2 für alle drei Varianten möglichst entsprechende sind. Dies wurde in der aerodynamischen Auslegung bereits durch das Angleichen der Zuströmgeschwindigkeit und der Zuströmrichtung durch eine geeignete Stator 1-Rotor-Kombination bzw. Stator 1-Speichenrad-Kombination berücksichtigt, vergl. Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2

Neben der Angleichung der Zuströmrichtung und der Zuströmgeschwindigkeit zum Stator S2 ist die Nachlaufabstimmung der von Stator S2 stromauf liegenden Schaufeln R1, S1\_rot und S1\_sp sowie der Zylinderstäbe des Speichenrades von zentraler Bedeutung. Während der Voruntersuchungen wurden die in Abbildung 5.2 mit „Fragezeichen“ versehenen Parameter ermittelt und aufeinander abgestimmt. Die wichtigsten davon sind:

- $d_{sp}$  (Zylinderstabdicke)
- $A_{sp}$  (Abstand zwischen Speichenrad und Stator S2)
- $A_{S1\_sp}$  (Abstand zwischen Stator S1\_sp und Speichenrad)
- $\Delta\alpha_{sp}$  (Speichenradumlenkung)

Um diese Abstimmung vornehmen zu können ist es notwendig, die Nachlaufentstehung und die charakteristischen Eigenschaften von Nachlaufströmungen gut zu kennen. Deshalb wird im folgenden Kapitel zunächst auf die Nachlaufentstehung an umströmten Körpern eingegangen.

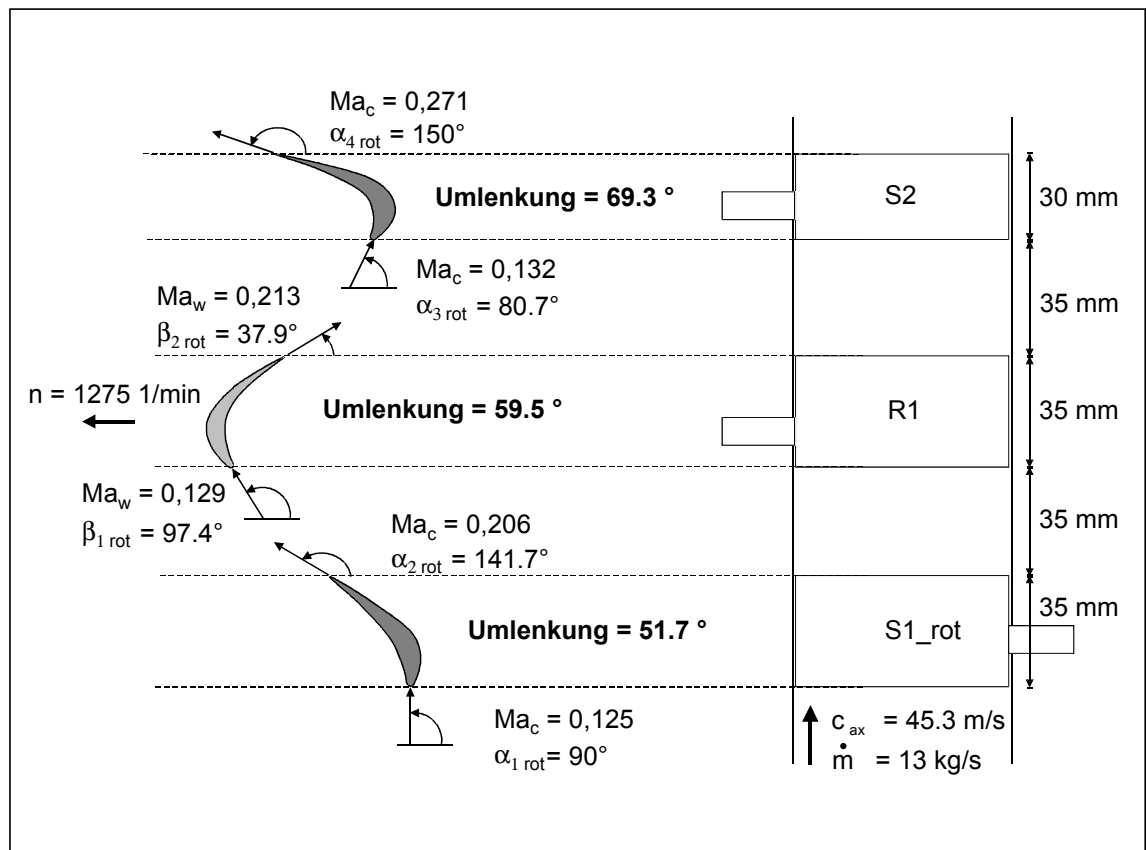


Abbildung 5.1

Rotorvariante

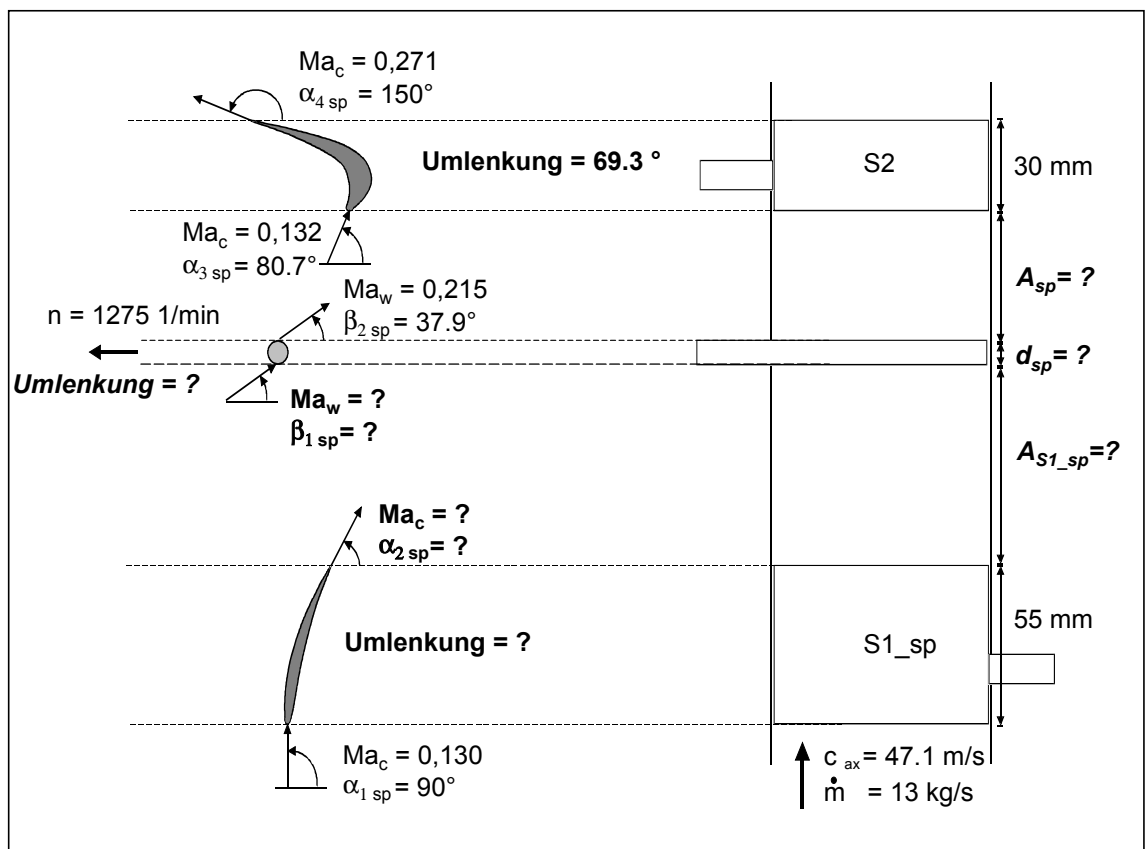


Abbildung 5.2

Speichenradvariante vor der Abstimmung

## 5.2 Nachlaufströmungen

Bei der Umströmung eines Körpers, beispielsweise einer Schaufel, entsteht durch Reibung und der daraus resultierenden Haftbedingung an der Schaufeloberfläche eine Grenzschicht mit einem in Strömungsrichtung zunehmenden Impulsmangel. An der Hinterkante laufen die Grenzschichtströmungen der Saug- und Druckseite der Schaufel zusammen, und es entsteht gegenüber einer reibungsfreien Potentialströmung eine Nachlaufströmung. Diese Nachlaufströmung besitzt den gleichen Impulsmangel, den die Strömung in der Hinterkantenebene aus den beiden Grenzschichten besitzt, und macht sich durch eine Nachlaufdele in der Geschwindigkeitsverteilung bemerkbar. Zusätzlich zur reduzierten Geschwindigkeit kommt es in der Nachlaufdele zu einer erhöhten Turbulenz, die auf Ablösungen an der Hinterkante des Profils und der Turbulenzproduktion in den Grenzschichten zurückzuführen ist.

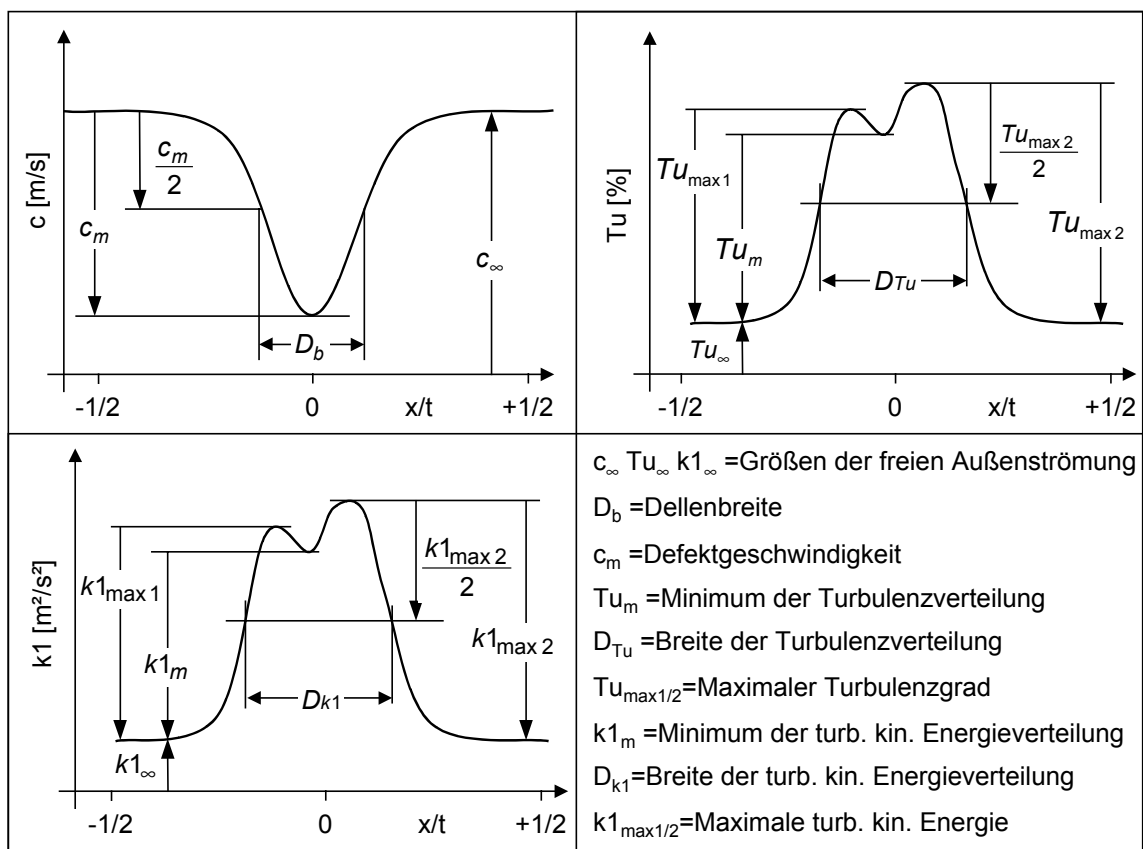


Abbildung 5.3

Kenngrößen der Nachlaufströmung einer Schaufel

Abbildung 5.3 zeigt schematisch eine Nachlaufströmung hinter einem Schaufelprofil. Links oben ist die mittlere Abströmgeschwindigkeit dargestellt, rechts oben die Verteilung der mittleren Turbulenz und links unten die Verteilung der turbulenten kinetischen Energie. Charak-

teristisch sind die beiden „Turbulenzhöcker“, die durch die Turbulenzproduktion in der saug- bzw. druckseitigen Grenzschicht entstehen. Typisch ist auch die Unsymmetrie der Turbulenzverteilung, die durch die unterschiedliche Belastung der Saug- bzw. Druckseite entsteht und die daraus resultierende unterschiedlich starke Turbulenzproduktion der beiden Grenzschichten. Ebenfalls eingezeichnet sind die charakteristischen Größen, die die drei Verläufe beschreiben und bei der späteren Nachlaufabstimmung Verwendung finden. Übernommen wurden diese charakteristischen Größen für die Geschwindigkeitsverteilung von Eifler [13] und sinnvoll für die turbulente kinetische Energieverteilung und Turbulenzverteilung ergänzt. Da die tatsächliche Dellenbreite durch einen kontinuierlichen Übergang gekennzeichnet ist, wird die Dellenbreite  $D_b$  als die Breite der Delle bei halber Defektgeschwindigkeit  $c_m$  definiert. Zusätzlich werden für die spätere Abstimmung noch die Größen  $Tu_{\max 1}$  und  $Tu_{\max 2}$  bzw.  $k1_{\max 1}$  und  $k1_{\max 2}$  definiert, die die Größe der beiden unterschiedlich ausgeprägten „Höcker“ in der jeweiligen Verteilung beschreiben.

Durch die in der Nachlaufdelle vorherrschenden Schergeschwindigkeiten und die daraus resultierenden Schubspannungen kommt es stromab der Schaufel durch turbulente Vermischungsvorgänge zu einem Ausgleich der Strömung. Die Dellentiefe bzw. die Defektgeschwindigkeit  $c_m$  nimmt ab und die Dellenbreite  $D_b$  nimmt zu. Die Systematik des Abklingverhaltens von Nachläufen wurde in den Arbeiten von Reichardt [54], Eifler [13] und Schröder [59] an Hand von Zylinderstäben eingehend untersucht.

Hier wurde gezeigt, daß sich die Form des Nachlaufes und das Abklingverhalten in einen „Near Wake-“ und „Far Wake-Bereich“ einteilen lassen. Im „Near Wake-Bereich“ ist die Form der Nachlaufdelle noch durch die Form des umströmten Körpers beeinflusst. Auch das Abklingverhalten ist noch durch die Nähe zum umströmten Körper und die daraus resultierenden großen Schergeschwindigkeiten dominiert. Erst im „Far Wake-Bereich“ sind die Ausgleichsvorgänge so weit fortgeschritten, daß kein Einfluß der umströmten Körperform mehr zu spüren ist und lediglich der produzierte Impulsverlust als Einflußgröße vorherrscht. Bezogen auf Zylinderstabnachläufe können diese Bereiche durch das Verhältnis vom Zylinderstabdurchmesser  $d$  und der Lauflänge des Nachlaufes  $x$  abgegrenzt werden, mit:

$$\text{„Near Wake“: } x/d < 100 \quad (5.1)$$

$$\text{„Far Wake“: } x/d > 100 \quad (5.2)$$

Auch für andere Körperformen lassen sich solche Bereiche definieren. Bei Schaufelprofilen wird von Zaccaria und Lakshminarayana [75] der „Far Wake-Bereich“ ab einer Lauflänge von 20% der Sehnenlänge stromab des Profils definiert. Auch andere Definitionen sind gebräuchlich, wie beispielsweise von Patel und Scheurer [48], die den „Far Wake-Bereich“ ab einer Lauflänge des 350-fachen der Impulsverlustdicke an der Hinterkante angeben [38]. Zusätzlich muß unterschieden werden, ob es sich um einen Einzelprofilnachlauf handelt oder um Nachläufe eines Schaufelgitters. Im Gitterverband kommt es nach einem gewissen Ab-

stand zu einer gegenseitigen Beeinflussung der Nachläufe benachbarter Schaufeln, weshalb keine eindeutige Freiströmgeschwindigkeit definiert werden kann [53].

Eine weitere wichtige Kenngröße bei der Betrachtung von Nachlaufdellen ist der dimensionslose Widerstandsbeiwert  $C_w$ , der ein Maß für den vom Körper erzeugten Impulsverlust  $\zeta$  darstellt. Sieht man von geringen Dichte- und Winkelschwankungen im Nachlauf des Versuchsaufbaus ab, dann kann der  $C_w$ -Wert für Schaufelgitter wie folgt definiert werden:

$$C_w = 1 - \frac{\int_{-t/2}^{+t/2} (c(x))^2 dx}{t c_\infty^2} \quad (5.3)$$

Hierbei ist  $t$  die Teilung des Schaufelgitters,  $c(x)$  die Geschwindigkeitsverteilung im Nachlauf und  $c_\infty$  die ungestörte Freiströmgeschwindigkeit.

Der  $C_w$ -Wert sei im „Far Wake-Bereich“ unabhängig von der Dellenform und dem Abklingverhalten. Dies bedeutet, daß bei zwei umströmten Körpern mit gleichem Widerstandsbeiwert, aber unterschiedlicher Form, in einem bestimmten Abstand zum jeweiligen Körper die Nachlaufverteilung im „Near Wake-Bereich“ sich unterscheidet, im „Far Wake-Bereich“ aber gleich ist.

Dieser Sachverhalt, gleicher Widerstandsbeiwert und die Unabhängigkeit der Dellenform von der Körperform im „Far Wake-Bereich“, macht die Abstimmung der einzelnen Schaufelprofile und deren Nachläufe für die Angleichung der Speichenradvariante an die Rotorvariante möglich. Die Nachläufe der einzelnen Schaufeln und Zylinderstäbe sollten so aufeinander abgestimmt werden, daß die in der  $E_{S2}$ -Ebene auftreffenden Nachläufe hinsichtlich ihrer Defektgeschwindigkeit, Breite und Turbulenzverteilung übereinstimmen, vergl. Abbildung 5.4.

### 5.3 Versuchsaufbau

Abbildung 5.4 zeigt schematisch die Vorgehensweise bei der Nachlaufabstimmung. Sie ist abgeleitet aus Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2. Die Rotorvariante, links im Bild, ist der Referenzaufbau, das die aerodynamischen Randbedingungen vorgibt. Rechts im Bild ist die Speichenradvariante dargestellt, dessen Abstände  $A_{S1\_sp}$  und  $A_{sp}$  für die einzelnen Einbauten sowie die Zylinderstabdicke  $d_{sp}$  im Folgenden definiert werden. Die Abstimmung sieht vor, die Zylinderstabdicke  $d_{sp}$  und den Abstand  $A_{sp}$  so zu wählen, daß die Zylinderstabnachläufe in der Ebene  $E_{S2}$  mit den R1-Nachläufen in der Eintrittsebene  $E_{S2}$  möglichst identisch sind.

Die Nachläufe der beiden Statorschaufeln  $S1\_sp$  und  $S1\_rot$  passieren jeweils ein rotierendes Bauteil, bevor sie auf die Ebene  $E_{S2}$  treffen. Dadurch findet eine bewußte Veränderung der Nachlaufstruktur statt, die im Vorversuch nicht bestimmt werden kann. Eine sinnvolle



Abstimmung der Nachläufe von Stator S1\_sp und S1\_rot kann jedoch über den Eintritt in die Ebene  $E_{sp}$  bzw.  $E_{R1}$  erfolgen. Der Abstand  $A_{S1\_sp}$  wird so gewählt, daß der Nachlauf von Stator S1\_rot am Eintritt in die Ebene  $E_{R1}$  identisch ist mit dem Nachlauf von Stator S1\_sp am Eintritt in die Ebene  $E_{sp}$ . Wenn diese Voraussetzung erfüllt ist, kann auch eine Aussage über die Eignung eines Speichenrades für Clockinguntersuchungen getroffen werden, wie es in der dreiteiligen Versuchsdurchführung festgelegt worden ist, vergl. Kapitel 1. Denn durch diese Vorgehensweise werden gleiche Voraussetzungen am Eintritt in die rotierende Ebene erreicht, und alle sich daraus ergebenden Unterschiede in der Zuströmung zu Stator S2 sind auf den unterschiedlichen Einfluß des Speichenrades und des Rotors auf die Strömungsverhältnisse zurückzuführen.

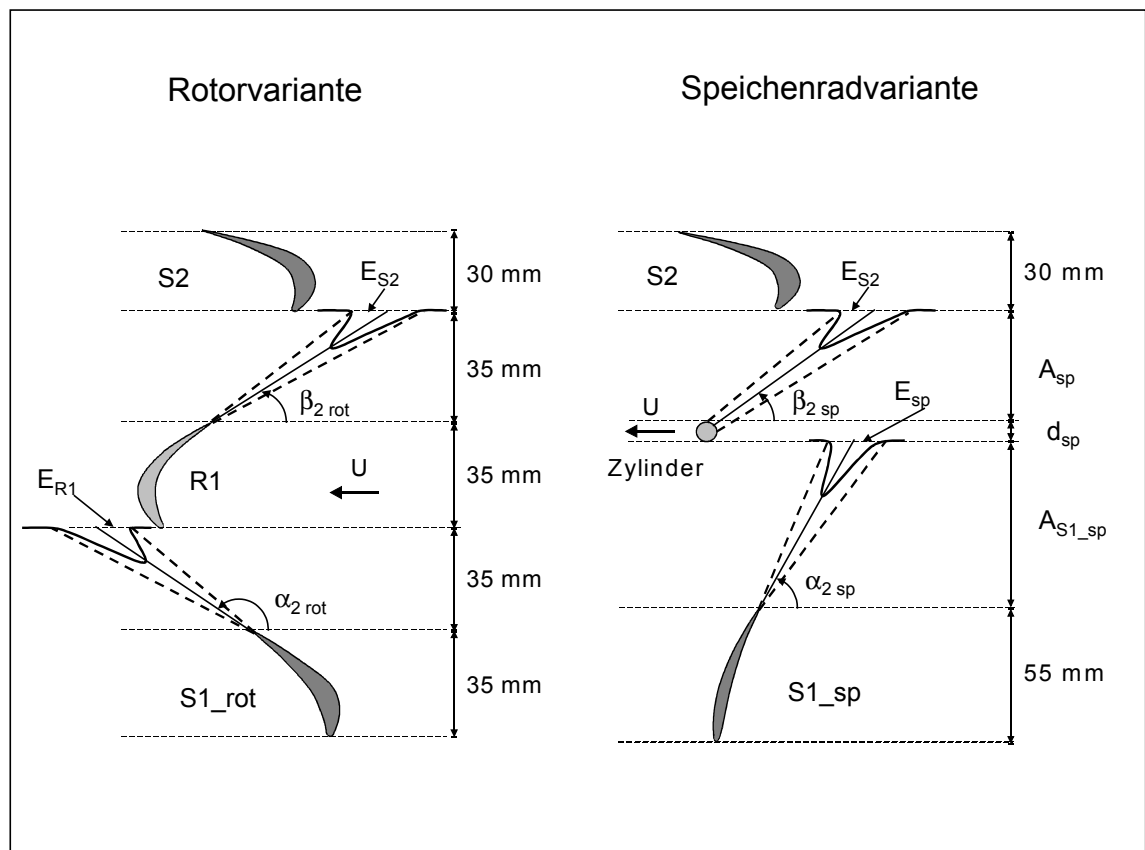


Abbildung 5.4 Nachlaufabstimmung

Für die Nachlaufuntersuchungen wurde ein neuer Windkanal gebaut, der es ermöglichte sowohl Zylindernachläufe als auch Schaufelnachläufe in speziell angefertigten Gitterkanälen zu untersuchen. In Abbildung 5.5 ist der offene Windkanal schematisch dargestellt.

Die Luft wird von einem 30 kW Radialverdichter (1) aus der Versuchshalle angesaugt und strömt über ein Rohr und eine Sieb-Gleichrichter-Kombination (2), die alle Inhomogenitäten des stromaufliegenden Rohrkrümmers beseitigten, in die Meßstrecke 1 (3) ein. In dieser

Meßstrecke kann mit Hilfe einer Traversiervorrichtung (4) der Nachlauf eines Zylinderstabes untersucht werden. Der Stab wird in der Mitte der Meßstrecke quer eingespannt, und die Sonde kann mittig im Nachlauf in Strömungsrichtung und quer dazu traversiert werden. Anschließend strömt die Luft in einen Beruhigungsbehälter (5) von dem aus sie in einen Rechteckkanal beschleunigt wird. Daran schließt sich die Meßstrecke 2 (6) an, durch die die Luft zurück in die Halle strömt. Die Meßstrecke 2 besteht aus einem Rechteckkanal, in dem die zu untersuchenden Schaufeln in einem Gitter angeordnet sind. Über die Traversiervorrichtung (4) kann der Nachlauf der Schaufeln auf dem Mittelschnitt vermessen werden. Während der Nachlaufuntersuchungen in Meßstrecke 2 werden alle Einbauten aus Meßstrecke 1 entfernt, um Störungen in der Zuströmung zur Meßstrecke 2 zu vermeiden.

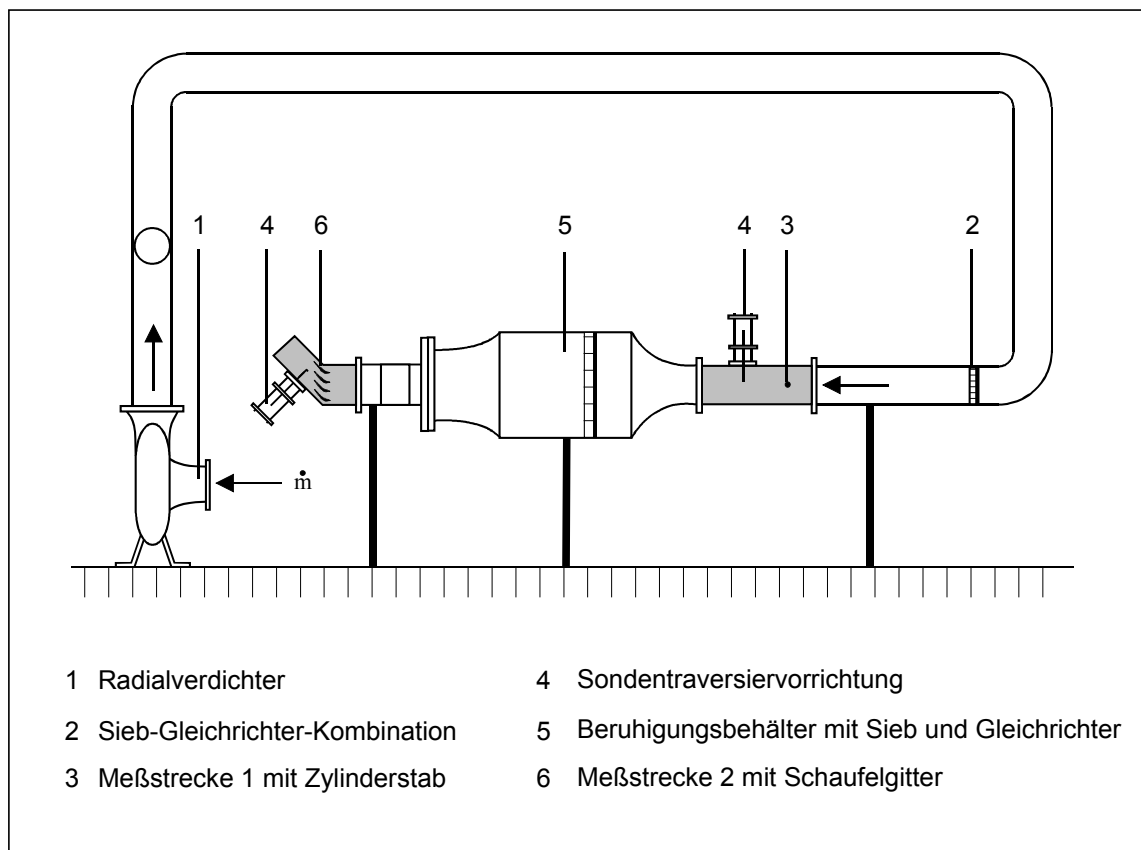


Abbildung 5.5

Vorversuchsprüfstand

Für jede der drei Schaufeltypen S1\_sp, S1\_rot und R1, deren Nachläufe untersucht wurden, wurde ein eigener Kanal gebaut und an die geometrischen und aerodynamischen Randbedingungen der jeweiligen Schaufel angepaßt. Die Kanalhöhe entspricht der jeweiligen Schaufellänge von 101.75 mm, und die Teilung  $t$  entspricht der Teilung  $t_M$ , die für jeden Schaufeltyp aus dem Anhang A entnommen werden kann. In Abbildung 5.6 ist exemplarisch die Meßstrecke für die Schaufel R1 dargestellt.

Insgesamt wurden 5 Schaufeln in den Kanal eingebaut, um die Nachlaufströmung eines Gitterverbandes abzubilden. Hierbei soll die in Kapitel 5.2 beschriebene Wechselwirkung der benachbarten Schaufelnachläufe berücksichtigt werden. Die sich oben und unten anschließenden Kanalwände wurden in ihrer Kontur der Saug- bzw. Druckseite einer Schaufel angepaßt. Eine Besonderheit der Schaufelkontur R1 ist der Anströmwinkel  $\beta_{1\text{rot}}$ , der im Unterschied zu den Schaufeln S1\_rot und S1\_sp nicht  $90^\circ$  sondern  $97.4^\circ$  beträgt, vergl. Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2. Da die Zuströmung in die Meßstrecke 2 aber aus konstruktiven Gründen  $90^\circ$  beträgt, mußte die Verbindungslinie der Fädelachsen der Schaufeln, die Gitterfront, um  $7.4^\circ$  gegen die Strömungsrichtung geneigt werden. Dadurch wurde erreicht, daß die Schaufeln R1 relativ mit  $97.4^\circ$  gemäß den Vorgaben angeströmt wurden, vergl. Abbildung 5.6. Für den Einbau der Schaufeln S1\_sp und S1\_rot war diese Vorgehensweise nicht notwendig.

Vermessen wurde jeweils der Nachlauf der mittleren Schaufel mit einer außen aufgesetzten Sonde. Positioniert wurde die Sonde in der Mitte des Kanals auf dem Mittelschnitt der Schaufel. Die Sonde kann sowohl in Strömungsrichtung  $y$ , als auch unter  $90^\circ$  dazu, in  $x$ -Richtung traversiert werden, vergl. Abbildung 5.6.

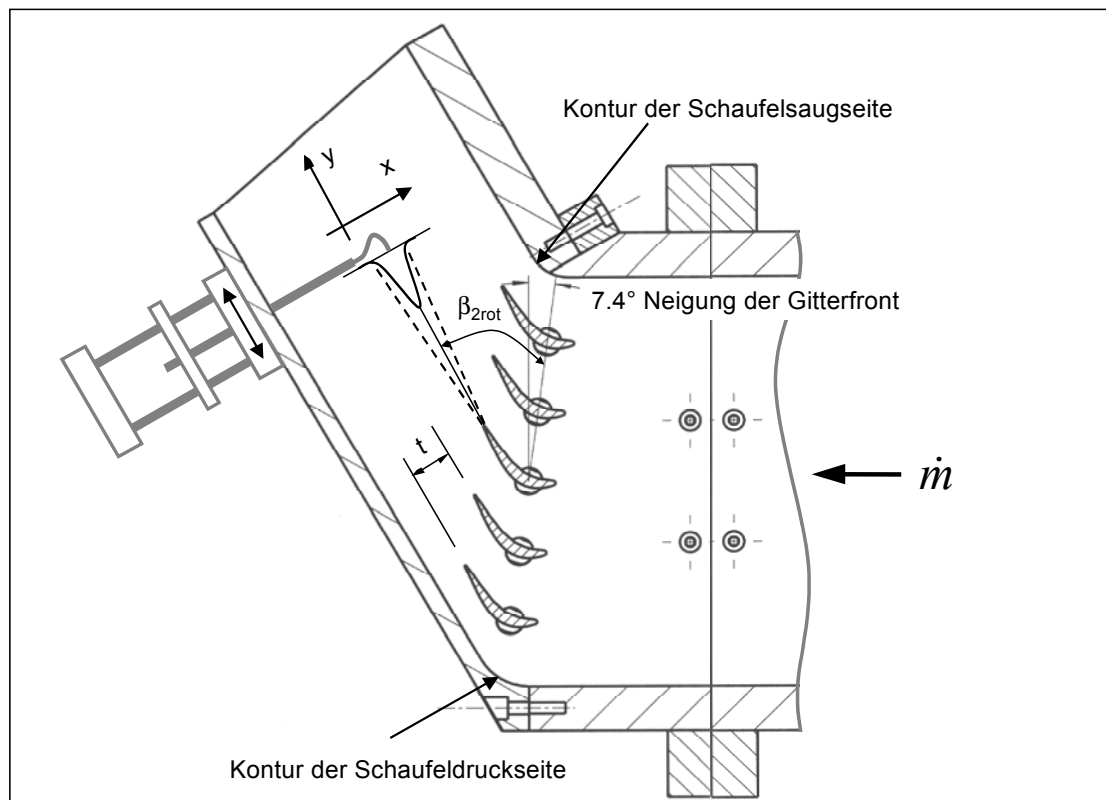


Abbildung 5.6

Meßstrecke 2 für Schaufel R1

## 5.4 Nachlaufabstimmung und Speichenradumlenkung

Für alle Nachlaufmessungen wurde die in Kapitel 4.3 beschriebene Hitzdrahtmeßtechnik mit einer 55P11 Eindrahtsonde der Firma „Dantec“ eingesetzt. Die Messungen wurden mit 3 kHz tiefpassgefiltert, bei einer Abtastrate von 10 kHz und einer Datenrate von 2048 Samples pro Meßpunkt. Traversiert wurde in x-Richtung in 0.25 mm Abständen hinter dem jeweils mittleren Profil über eine Teilung  $t$ , vergl. Abbildung 5.6.

Für die Nachlaufabstimmung wurden zuerst die beiden Schaufeltypen S1\_rot und R1 in den bereits definierten Abständen vermessen, vergl. hierzu Abbildung 5.1 und Abbildung 5.4. Aus den Nachlaufmessungen wurden dann die Kenngrößen aus Abbildung 5.3 bestimmt und mit Hilfe von Gleichung 5.3 der  $C_w$ -Wert berechnet.

Da alle Schaufelnachläufe auf Grund ihrer unterschiedlichen Abströmwinkel relativ zueinander unterschiedliche Teilungen besitzen, war es notwendig, die Nachlaufverteilung dimensionslos über  $x/t$  aufzutragen, um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Ebenso wurde die Geschwindigkeitsverteilung mit der Außenströmung  $c_\infty$  dimensionslos gemacht. Die Größen der freien Außenströmung  $c_\infty$ ,  $Tu_\infty$  und  $k1_\infty$  wurden im Außenbereich der Teilung durch eine Mittelwertbildung errechnet, was in Gleichung 5.4 exemplarisch am Beispiel der ungestörten Außenströmung  $c_\infty$  dargestellt ist:

$$c_\infty = \frac{\int_{-t/2}^{-t/4} c(x) dx + \int_{+t/4}^{+t/2} c(x) dx}{\frac{t}{2}} \quad (5.4)$$

Im Anschluß daran wurden, ausgehend von diesen Ergebnissen, die Nachläufe in mehreren Abständen  $y$  hinter der Schaufel S1\_sp und an verschiedenen Zylinderstäben mit unterschiedlichen Durchmessern vermessen. Daraus wurden ebenfalls die Kenngrößen und der  $C_w$ -Wert bestimmt und mit den Werten der anderen Profile verglichen. Diese Meßergebnisse werden im Folgenden dargestellt und diskutiert.

### 5.4.1 Nachlaufabstimmung des Zylinderstabes mit der Rotorschaufel R1

Abbildung 5.7 zeigt noch einmal die geometrischen Beziehungen zwischen der Rotorschaufel R1 und dem Zylinderstab. Wie bereits in Kapitel 5.3 beschrieben, sollen für den Zylinderstabnachlauf der Abstand  $A_{sp}$  und die Stabdicke  $d_{sp}$  gefunden werden, die die gleichen Kenngrößen besitzt wie der Nachlauf der Rotorschaufel R1 im Abstand  $A_{R1}$  von der Hinterkante beim Eintritt in die Ebene  $E_{S2}$ .

Zunächst wurde der R1-Nachlauf vermessen. Dafür wurde die Zuströmgeschwindigkeit gemäß der Auslegung auf 46.6 m/s gesetzt. Da die Gitterfront der Rotorscheaufeln R1 um  $7.4^\circ$  geneigt werden mußte, ändert sich der Abströmwinkel  $\beta_{2 \text{ rot}}$  von  $37.9^\circ$  auf  $30.5^\circ$  zur Senkrechten der Gitteranströmung, vergl. Abbildung 5.6. Somit ergibt sich entsprechend dem Abstand  $A_{R1}$  ein Abstand  $y_{R1}$  von der Hinterkante R1 bis in den Eintritt der Ebene  $E_{S2}$  von:

$$y_{R1} = 69 \text{ mm} \quad (5.5)$$

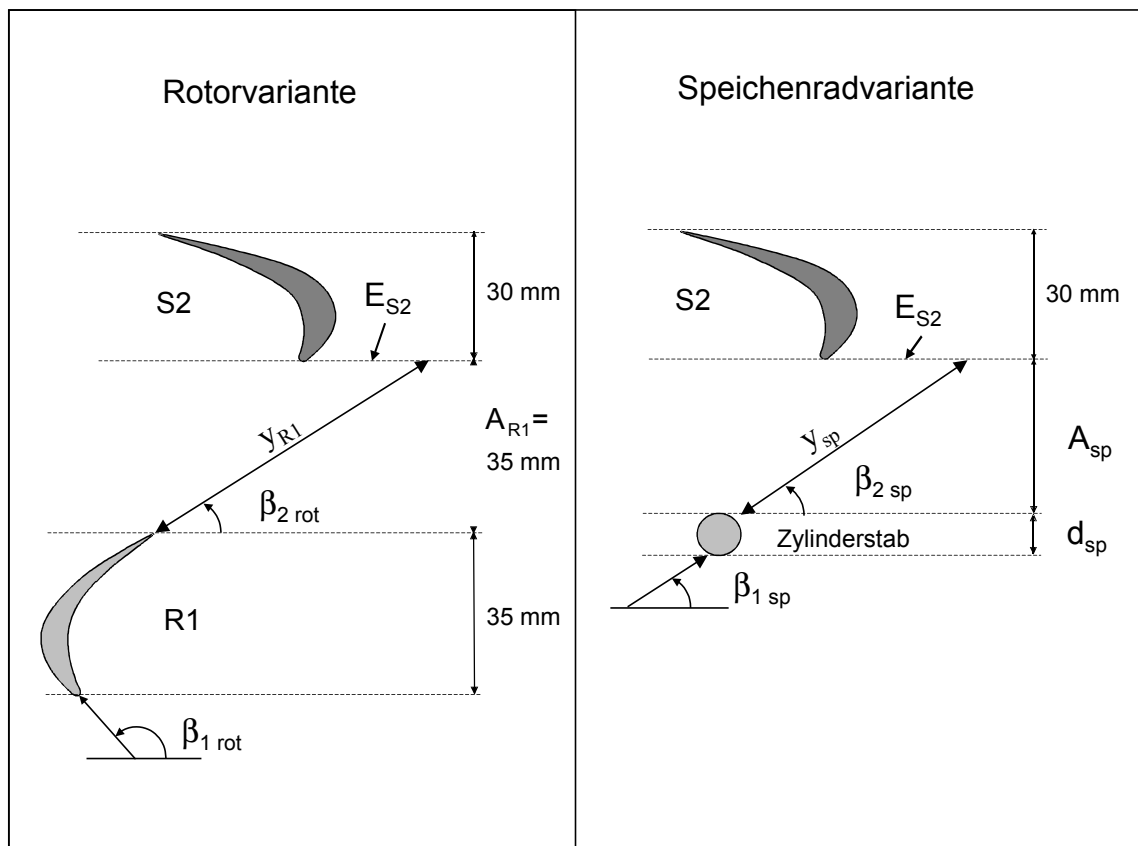


Abbildung 5.7

Geometrischer Zusammenhang zwischen R1 und Zylinderstab

In Tabelle 5.1 sind die Kenngrößen des R1-Nachlaufes gemäß Abbildung 5.3 eingetragen.

Geschwindigkeit		Turbulenz		Turb. kin. Energie	
$c_\infty$ [m/s]	75.48	$Tu_\infty$ [%]	0.342	$k1_\infty$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	0.0999
$c_m/c_\infty$ [-]	0.094	$Tu_m$ [%]	2.040	$k1_m$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	3.878
$D_b/t$ [-]	0.165	$D_{Tu}/t$ [-]	0.276	$D_{k1}/t$ [-]	0.248
		$Tu_{\max 1}$ [%]	2.513	$k1_{\max 1}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	6.035
		$Tu_{\max 2}$ [%]	2.293	$k1_{\max 2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.081
		$\frac{\sum_{i=1}^2 Tu_{\max i}}{2}$ [%]	2.403	$\frac{\sum_{i=1}^2 k1_{\max i}}{2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.558
Cw-Wert	0.0169				

Tabelle 5.1 Kenngrößen R1

Im Anschluß an die Nachlaufbestimmung der Rotorscheufel R1 wurden systematische Untersuchungen an Zylinderstäben durchgeführt. Da es durch den senkrecht angeströmten Zylinder zu keiner Umlenkung der Strömung kommt, wurde die Zuströmgeschwindigkeit auf 77.17 m/s gesetzt, die damit bis auf eine kleine Abweichung der mittleren Freistömgeschwindigkeit  $c_\infty$  im R1-Nachlauf entspricht. Anschließend wurde in einem Abstand von  $y_{sp} = 60$  mm der Nachlauf von verschiedenen Zylindern mit unterschiedlichen Stabdurchmessern  $d_{sp}$  vermessen. Daraus wurde der Cw-Wert bestimmt und mit dem Cw-Wert von R1 verglichen. Aus diesem Vergleich wurde ein Stab mit einem Durchmesser von  $d_{sp} = 0.55$  mm festgelegt.

Anschließend wurde der Abstand  $y_{sp}$  systematisch variiert, um die optimale Position hinter dem Zylinderstab zu lokalisieren. Aus drei verschiedenen Messungen wurde schließlich der Abstand  $y_{sp} = 55$  mm als optimal ausgewählt. In Tabelle 5.2 sind die Kenngrößen des Zylinderstabsnachlaufes gemäß Abbildung 5.3 eingetragen und Abbildung 5.8, Abbildung 5.9 und Abbildung 5.10 zeigen die Nachlaufgrößen  $c(x/t)$ ,  $Tu(x/t)$  und  $k1(x/t)$  von R1 und dem Zylinderstab im Vergleich.

Geschwindigkeit		Turbulenz		Turb. kin. Energie	
$c_\infty$ [m/s]	77.17	$Tu_\infty$ [%]	0.365	$k1_\infty$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	0.130
$c_m/c_\infty$ [-]	0.105	$Tu_m$ [%]	2.115	$k1_m$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	3.985
$D_b/t$ [-]	0.157	$D_{Tu}/t$ [-]	0.254	$D_{k1}/t$ [-]	0.229
		$Tu_{\max 1}$ [%]	2.255	$k1_{\max 1}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.174
		$Tu_{\max 2}$ [%]	2.235	$k1_{\max 2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.120
		$\frac{\sum_{i=1}^2 Tu_{\max i}}{2}$ [%]	2.245	$\frac{\sum_{i=1}^2 k1_{\max i}}{2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.147
Cw-Wert	0.0184				

Tabelle 5.2 Kenngrößen Zylinderstab ( $d_{sp} = 0.55$  mm,  $y_{sp} = 55$  mm)

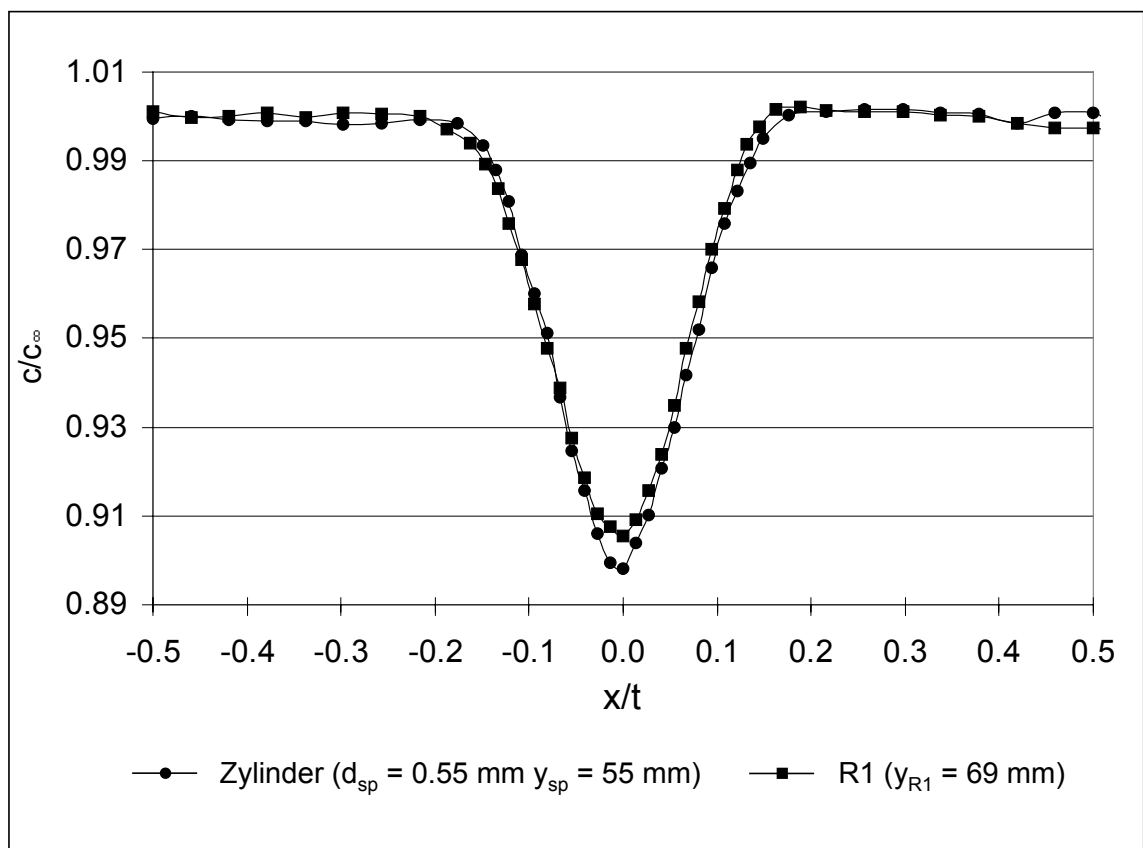


Abbildung 5.8 Geschwindigkeitsverteilung hinter R1 und Zylinderstab

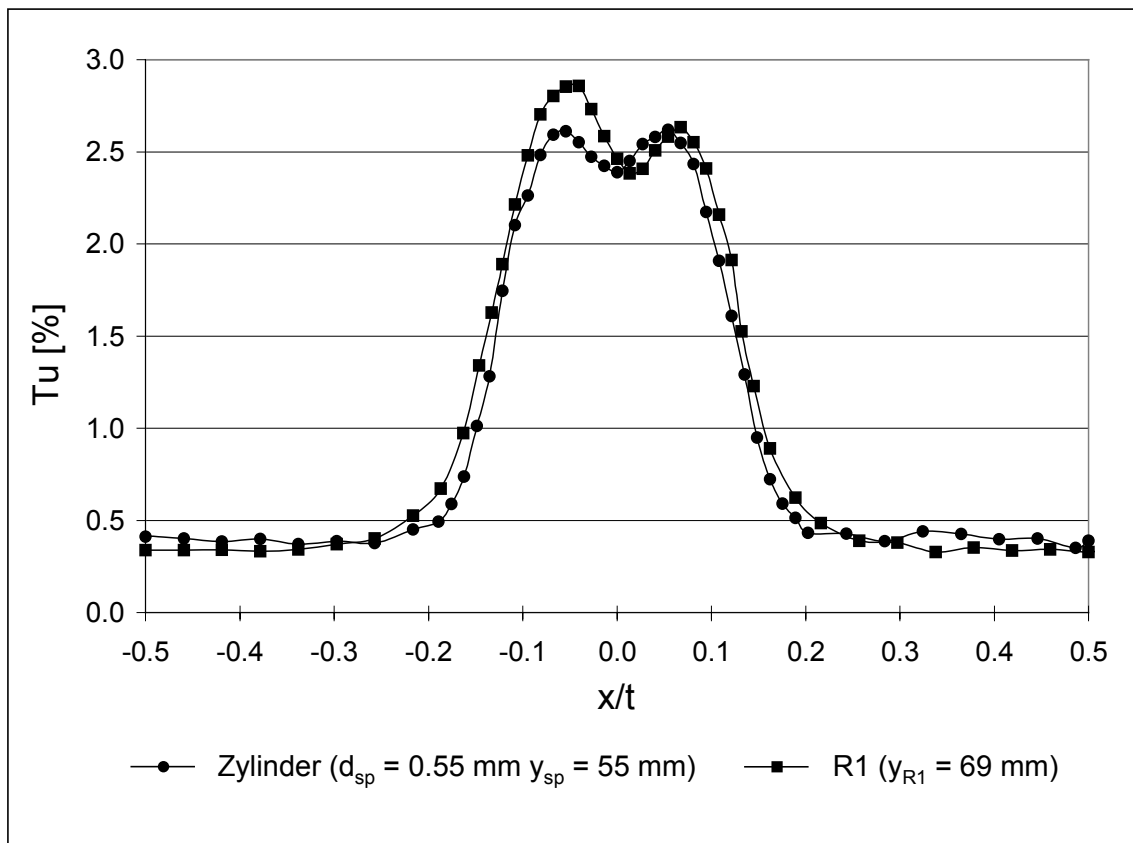


Abbildung 5.9

Turbulenzverteilung hinter R1 und Zylinderstab

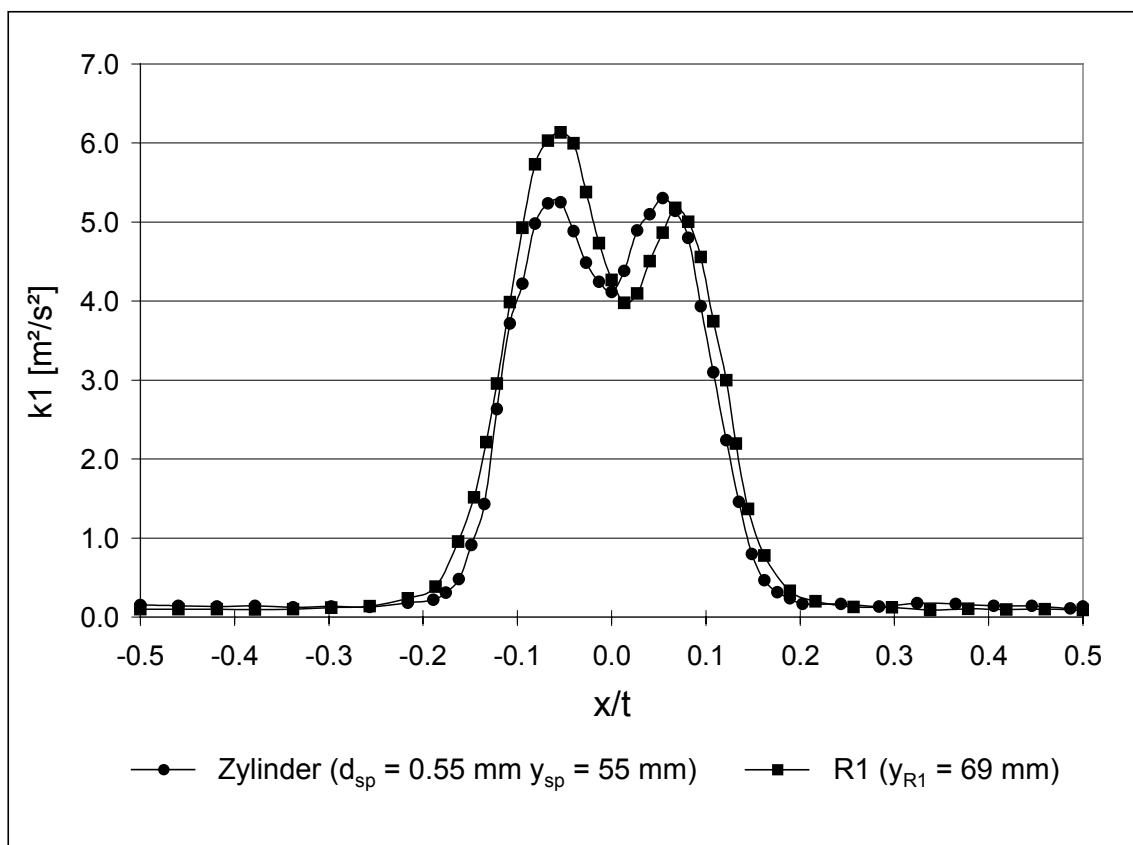


Abbildung 5.10

Turb. kin. Energieverteilung hinter R1 und Zylinderstab



Die Geschwindigkeitsverteilungen in Abbildung 5.8 stimmen im Gesamtverlauf gut überein. Die Nachlaufbreite ist gut wiedergegeben, lediglich die Defektgeschwindigkeit  $c_m$  zeigt eine Abweichung, die jedoch als unkritisch bewertet wird.

Bei der Verteilung der Turbulenz und der turb. kin. Energie in Abbildung 5.9 und Abbildung 5.10 ist ebenfalls eine akzeptable Übereinstimmung der Nachlaufbreite festzustellen. Typisch für den Zylinderstabnachlauf sind die gleichmäßig ausgeprägten „Höcker“, da es sich um die Umströmung eines symmetrischen Körpers ohne Auftrieb handelt. Hierbei kommt es zu einer gleichmäßigen Grenzschichtentwicklung auf der Ober- und Unterseite des Stabes, die zu einer Symmetrie im Nachlauf führt. Im Unterschied hierzu ist bei dem R1-Nachlauf eine deutliche Unsymmetrie festzustellen. Dies ist auf die unterschiedliche Grenzschichtentwicklung auf der Saug- und Druckseite zurückzuführen. Bei der Abstimmung der Verläufe konnte deshalb keine Übereinstimmung im Bereich der Maximalwerte erreicht werden.

Bei der Auswertung der Nachlaufuntersuchungen hat sich herausgestellt, daß es sinnvoller ist, die Abstimmung der Nachläufe aus der optischen Beurteilung der Abbildungen vorzunehmen. Bei dem Vergleich der Zahlenwerte aus Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2 ist es schwierig, eine Übereinstimmung der Nachläufe festzustellen. Der Grund hierfür liegt vor allem in der Definition der Dellenbreite, die abhängig von der Dellentiefe ist. Kommt es zu einer kleinen Abweichung der Dellentiefe, führt dies direkt zu einer Abweichung in der Dellenbreite, obwohl der Gesamtverlauf gut übereinstimmt, vergl. Abbildung 5.8 Ähnliche Abhängigkeiten finden sich bei der Turbulenzverteilung und Verteilung der turbulenten kinetischen Energie. Die Kenngrößen können jedoch als sinnvolle Ergänzung hinzugezogen werden.

Aus der Kenntnis des Abstandes  $y_{sp} = 55 \text{ mm}$  und dem relativen Abströmwinkel  $\beta_{2\ sp}$  kann nun der Abstand  $A_{sp}$  aus Abbildung 5.4 bestimmt werden mit:

$$A_{sp} = 55 \text{ mm} * \sin(37.9^\circ) = 33.8 \text{ mm} \quad (5.6)$$

#### 5.4.2 Speichenradumlenkung

Aus der Kenntnis der Zylinderstabdicke  $d_{sp}$ , der Teilung  $t_{sp}$  und der Umfangsgeschwindigkeit des Speichenrades  $u_{sp}$  kann die Speichenradumlenkung gemäß Trost [69] bestimmt werden. Ohne näher auf die Herleitung einzugehen, können unter Berücksichtigung einer ebenen, inkompressiblen Drallströmung zwei Gleichungen 5.7 und 5.8 angegeben werden, mit deren Hilfe die Umlenkung berechnet werden kann.

$$\cot \beta_{1\ sp} - \cot \beta_{2\ sp} = \frac{C_w}{2} \frac{d}{t_{sp}} \frac{\cot \beta_\infty}{\sin \beta_\infty} (1 + 2 \frac{d}{t_{sp}} \sin^2 \beta_\infty) \quad (5.7)$$

$$\cot \beta_{\infty} = \frac{1}{2}(\cot \alpha_{2\ sp} - \cot \alpha_{3\ sp}) - \frac{u_{sp}}{c_1 \sin \alpha_{2\ sp}} \quad (5.8)$$

Die Winkelbezeichnung ist aus der Abbildung 5.2 übernommen worden wobei bei für  $\beta_{\infty}$  gilt:

$$\beta_{\infty} = \frac{\beta_{1\ sp} + \beta_{2\ sp}}{2} \quad (5.9)$$

Für die hier vorliegende Re-Zahl kann der  $C_w$ -Wert auf 1.15 gesetzt werden. Das Vorzeichen für die Umfangsgeschwindigkeit  $u_{sp}$  aus Gleichung 5.8 ist abhängig von der Drehrichtung und somit von der vom Speichenrad ausgeübten Energiezufuhr oder Energieabfuhr. Für die gegebene positive Umfangersrichtung aus Abbildung 5.2 ergibt sich mit der Definition der Drehrichtung eine negative Umfangsgeschwindigkeit.

Der zu berechnende Winkel  $\beta_{2\ sp}$  hängt in beiden Gleichungen 5.7 und 5.8 gekoppelt von einer trigonometrischen Funktion ab, weshalb keine exakte Lösung möglich ist. Die Berechnung von  $\beta_{2\ sp}$  wurde deshalb in einem „Excel-Programm“ durchgeführt, wobei die Gleichungen 5.7 und 5.8 iterativ gelöst werden. Bezogen auf den Mittelschnitt ergibt sich somit eine Umlenkung von:

$$\beta_{2\ sp} - \beta_{1\ sp} = \Delta\beta_{sp} = +1.2^{\circ} \quad (5.10)$$

### 5.4.3 Nachlaufabstimmung der Schaufeln S1\_sp und S1\_rot

Abbildung 5.11 zeigt noch einmal die geometrischen Beziehungen zwischen den Schaufeln S1\_rot und S1\_sp. Wie bereits in Kapitel 5.3 beschrieben, mußte auch hier für die Schaufel S1\_sp ein Abstand  $y_{S1\_sp}$  gefunden werden, der die gleichen Kenngrößen besitzt, wie der Nachlauf von Stator S1\_rot im Abstand  $y_{S1\_rot}$  von der Hinterkante bis zur Ebene  $E_{R1}$ .

Die Zuströmgeschwindigkeit für den Stator S1\_rot beträgt gemäß der Auslegung 45.3 m/s. Der Abstand  $y_{S1\_rot}$  beträgt für den Abströmwinkel  $\alpha_{2\ rot}=141.7^{\circ}$ :

$$y_{S1\_rot} = \frac{35\ mm}{\sin(180^{\circ} - 141.7^{\circ})} = 56.5\ mm \quad (5.11)$$

In Tabelle 5.3 sind die Kenngrößen für den S1\_rot-Nachlauf eingetragen.

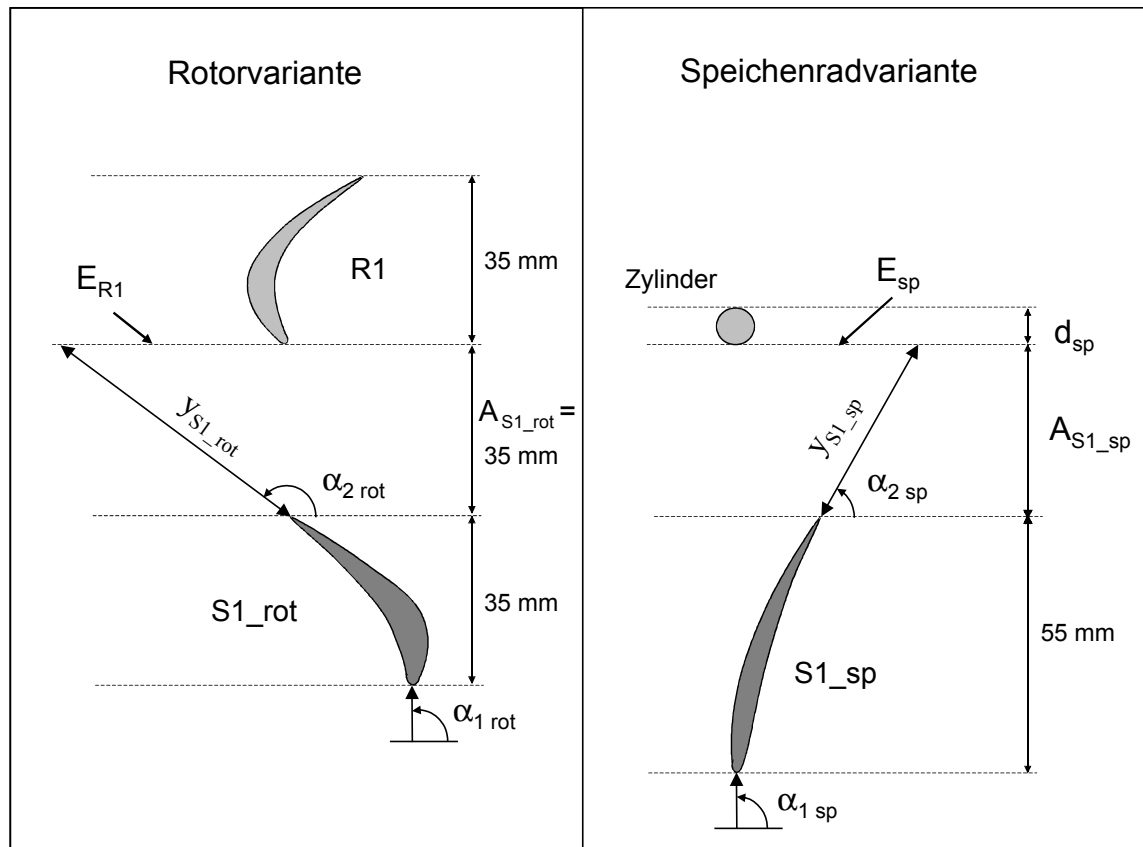


Abbildung 5.11 Geometrischer Zusammenhang zwischen S1\_rot und S1\_sp

Geschwindigkeit		Turbulenz		Turb. kin. Energie	
$c_\infty$ [m/s]	71.48	$Tu_\infty$ [%]	0.460	$k1_\infty$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	0.233
$c_m/c_\infty$ [-]	0.092	$Tu_m$ [%]	1.840	$k1_m$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	3.151
$D_b/t$ [-]	0.133	$D_{Tu}/t$ [-]	0.218	$D_{k1}/t$ [-]	0.210
		$Tu_{\max 1}$ [%]	2.020	$k1_{\max 1}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	3.960
		$Tu_{\max 2}$ [%]	2.630	$k1_{\max 2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	6.185
		$\frac{\sum_{i=1}^2 Tu_{\max i}}{2}$ [%]	2.330	$\frac{\sum_{i=1}^2 k1_{\max i}}{2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.073
Cw-Wert	0.0242				

Tabelle 5.3 Kenngrößen S1\_rot

Im Anschluß an die Nachlaufbestimmung der Schaufel S1\_rot wurden systematische Untersuchungen hinter der Schaufel S1\_sp durchgeführt. Wie bereits in Kapitel 3.2 beschrieben, wurde die axiale Länge der Schaufel S1\_sp während der Auslegung auf 55 mm verlängert, da auf Grund der geringen Umlenkung bezogen auf die Schaufel S1\_rot zu niedrige Verluste

vorausberechnet wurden. Da der Nachlauf aber vor allem durch die Verluste beeinflusst wird, wurde mit dieser Maßnahme bereits die erste wichtige Voraussetzung für eine erfolgreiche Nachlaufabstimmung geschaffen.

Die Zuströmgeschwindigkeit für die Untersuchungen wurde gemäß der Auslegung auf 47.1 m/s gesetzt. Anschließend wurden Variationen des Abstandes  $y_{S1\_sp}$  vorgenommen, um den optimalen Abstand hinter der Schaufel S1\_sp zu lokalisieren. Aus drei verschiedenen Messungen wurde schließlich der Abstand  $y_{S1\_sp} = 60$  mm als optimal ausgewählt. In Tabelle 5.4 sind die Kenngrößen des S1\_sp-Nachlaufes eingetragen, Abbildung 5.12, Abbildung 5.13 und Abbildung 5.14 zeigen die Nachlaufgrößen  $c(x/t)$ ,  $Tu(x/t)$  und  $k1(x/t)$  der beiden Profile im Vergleich. Die gemittelten  $C_w$ -Werte der Einzelmessungen aus Tabelle 5.3 und Tabelle 5.4 sind mit 2.42 % und 2.30 % gut angepaßt.

Geschwindigkeit		Turbulenz		Turb. kin. Energie	
$c_\infty$ [m/s]	48.89	$Tu_\infty$ [%]	0.829	$k1_\infty$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	0.241
$c_m/c_\infty$ [-]	0.090	$Tu_m$ [%]	3.570	$k1_m$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.508
$D_b/t$ [-]	0.126	$D_{Tu}/t$ [-]	0.206	$D_{k1}/t$ [-]	0.201
		$Tu_{max1}$ [%]	3.62	$k1_{max1}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	6.184
		$Tu_{max2}$ [%]	3.78	$k1_{max2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.420
		$\frac{\sum_{i=1}^2 Tu_{max i}}{2}$ [%]	3.70	$\frac{\sum_{i=1}^2 k1_{max i}}{2}$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	5.802
$C_w$ -Wert	0.023				

Tabelle 5.4

Kenngrößen S1\_sp für  $y_{sp} = 60$  mm

Die Geschwindigkeitsverteilungen der beiden Profile in Abbildung 5.12 stimmen im Gesamtverlauf sehr gut überein. Bei der Verteilung der turb. kin. Energie in Abbildung 5.14 ist ebenfalls eine gute Übereinstimmung festzustellen. Lediglich die beiden „Höcker“ aus der Verteilung der Schaufel S1\_rot sind in der Verteilung von S1\_sp nicht gut wiedergegeben. Eine mögliche Ursache könnten Schwingungen der Traversiervorrichtung sein, die zu einem „verschwimmen“ der Konturen in x-Richtung geführt haben. Eine bessere Auflösung der Nachlaufdellen wurde in den anschließenden Hauptuntersuchungen in Kapitel 6 erreicht, wobei hier nicht nur eine andere Traversiervorrichtung verwendet wurde, sondern auch eine andere Hitzdrahtsonde. Ein Vergleich dazu findet sich im Anhang D. Da aber die Geschwindigkeitsverteilung und auch die Verteilung der turbulenten kinetischen Energie gut wiedergegeben sind, ist davon auszugehen, daß durch mögliche Schwingungen keine Beeinträchtigung des Gesamtergebnisses stattgefunden hat.

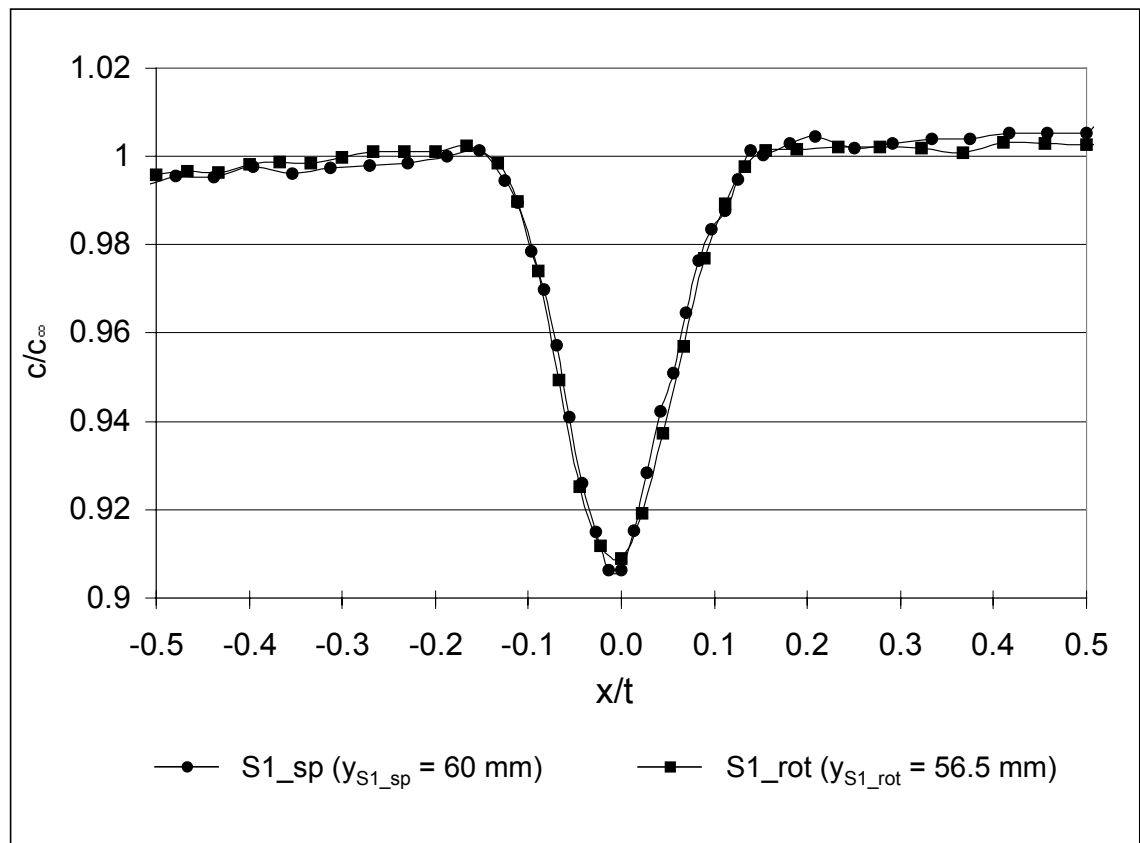


Abbildung 5.12 Geschwindigkeitsverteilung hinter  $S1_{sp}$  und  $S1_{rot}$

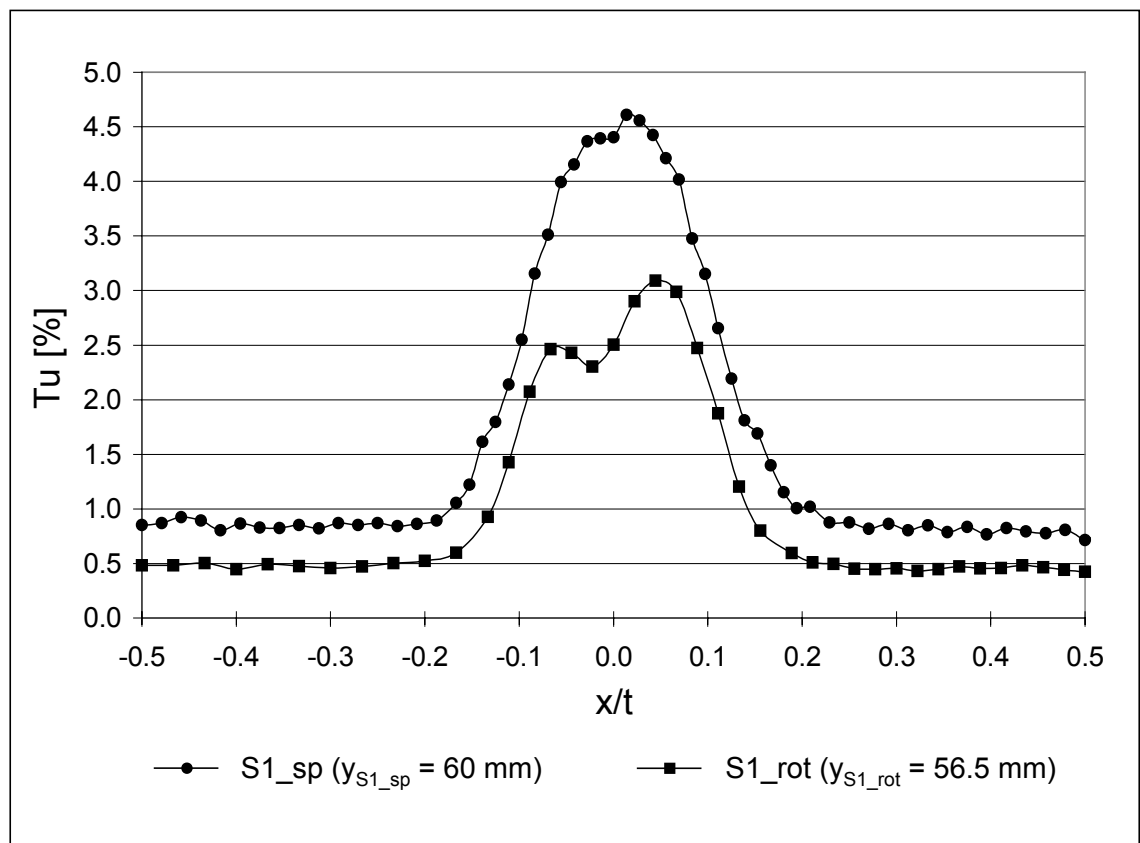


Abbildung 5.13 Turbulenzverteilung hinter  $S1_{sp}$  und  $S1_{rot}$

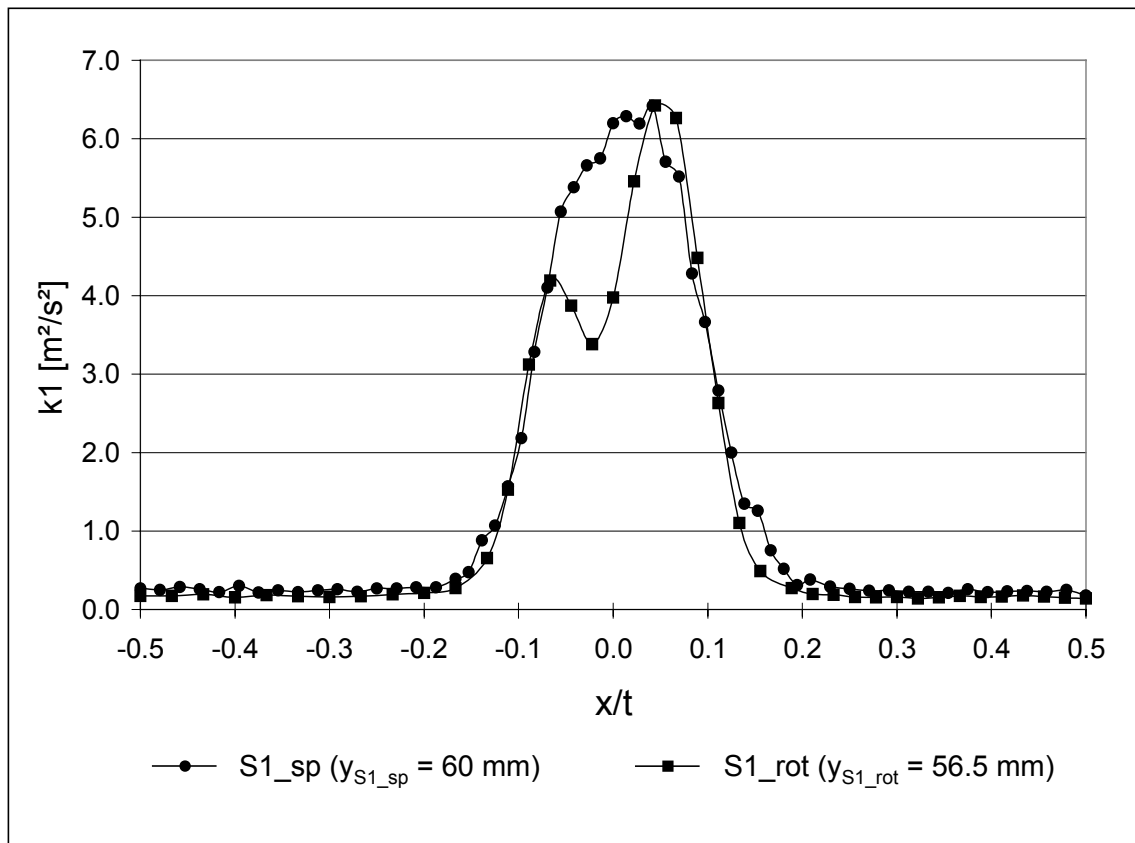


Abbildung 5.14 Turb. kin. Energieverteilung hinter S1\_sp und S1\_rot

In der Turbulenzverteilung der Abbildung 5.13 ist keine Übereinstimmung der beiden Verläufe zu erkennen. Dies liegt an der Definition des Turbulenzgrades, vergl. Gleichung 4.6. Die turbulenten Schwankungen werden mit der lokalen Geschwindigkeit im Nachlauf dimensionslos gemacht. Da sich die Austrittsgeschwindigkeiten der beiden Profile durch die unterschiedliche Umlenkung jedoch stark von einander unterscheiden (vergl.  $C_\infty$ ), führt dies bei sonst gleichen Schwankungsgrößen zu großen Unterschieden im Turbulenzgrad. Entscheidend für die Auslegung ist aber der Eintrag der turbulenten kinetischen Energie in die Ebene  $E_{R1}$  bzw.  $E_{sp}$ . Im Rotor kommt es durch die Umlenkung zu einer Absenkung der mittleren Geschwindigkeit, im Speichenrad durch die geringe Umlenkung jedoch nicht. Sind die absoluten Schwankungsgrößen bzw. die turbulente kinetische Energie am Eintritt in die beiden Ebenen  $E_{R1}$  und  $E_{sp}$  identisch, werden sich die Turbulenzgrade am Austritt der Rotorschaukel R1 bzw. dem Speichenrad angleichen. Der Turbulenzgrad eignet sich in diesem Fall also nicht für die Abstimmung der Nachläufe von R1 und dem Zylinderstab, weshalb ausschließlich die Verteilung der turbulenten kinetischen Energie für die Auslegung herangezogen wurde.

Für die aerodynamische Abstimmung wurde somit der Abstand  $y_{S1\_sp} = 60$  mm für die Schaukel S1\_sp ausgewählt. Für die Bestimmung des Abstandes  $A_{S1\_sp}$  aus Abbildung 5.4 ist die Kenntnis des Abströmwinkels  $\alpha_{2\_sp}$  von S1\_sp notwendig. Dieser errechnet sich aus der

Forderung des Zuströmwinkels  $\alpha_{3\text{ sp}} = 80.7^\circ$  zum Stator S2 (vergl. Abbildung 5.16) und der in Kapitel 5.4.2 berechneten Speichenradumlenkung von  $\Delta\beta_{\text{sp}} = \Delta\alpha_{\text{sp}} = +1.2^\circ$ . Der Abströmwinkel von Stator S1\_sp errechnet sich somit zu:

$$\alpha_{2\text{ sp}} = 80.7^\circ - 1.2^\circ = 79.5^\circ \quad (5.12)$$

Mit  $\alpha_{2\text{ sp}} = 79.5^\circ$  und dem Abstand  $y_{\text{S1\_sp}} = 60\text{ mm}$  kann nun der Abstand  $A_{\text{S1\_sp}}$  aus Abbildung 5.4 bestimmt werden mit:

$$A_{\text{S1\_sp}} = 60\text{ mm} * \sin(79.5^\circ) = 59\text{ mm} \quad (5.13)$$

Somit sind alle für die Abstimmung des aerodynamischen Designs notwendigen Größen bekannt.

Abschließend sind noch einmal in Abbildung 5.15 und Abbildung 5.16 die beiden Varianten mit ihren aerodynamischen und geometrischen Daten abgebildet.

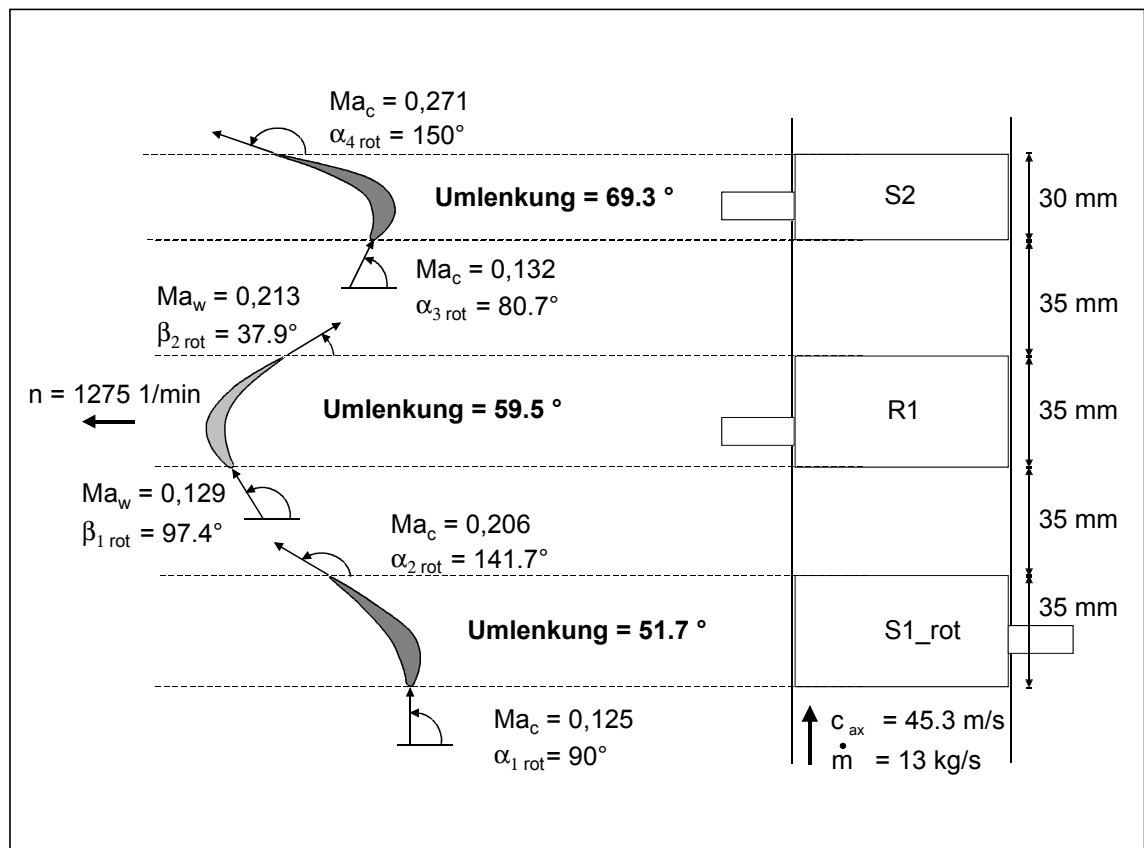


Abbildung 5.15

Rotorvariante

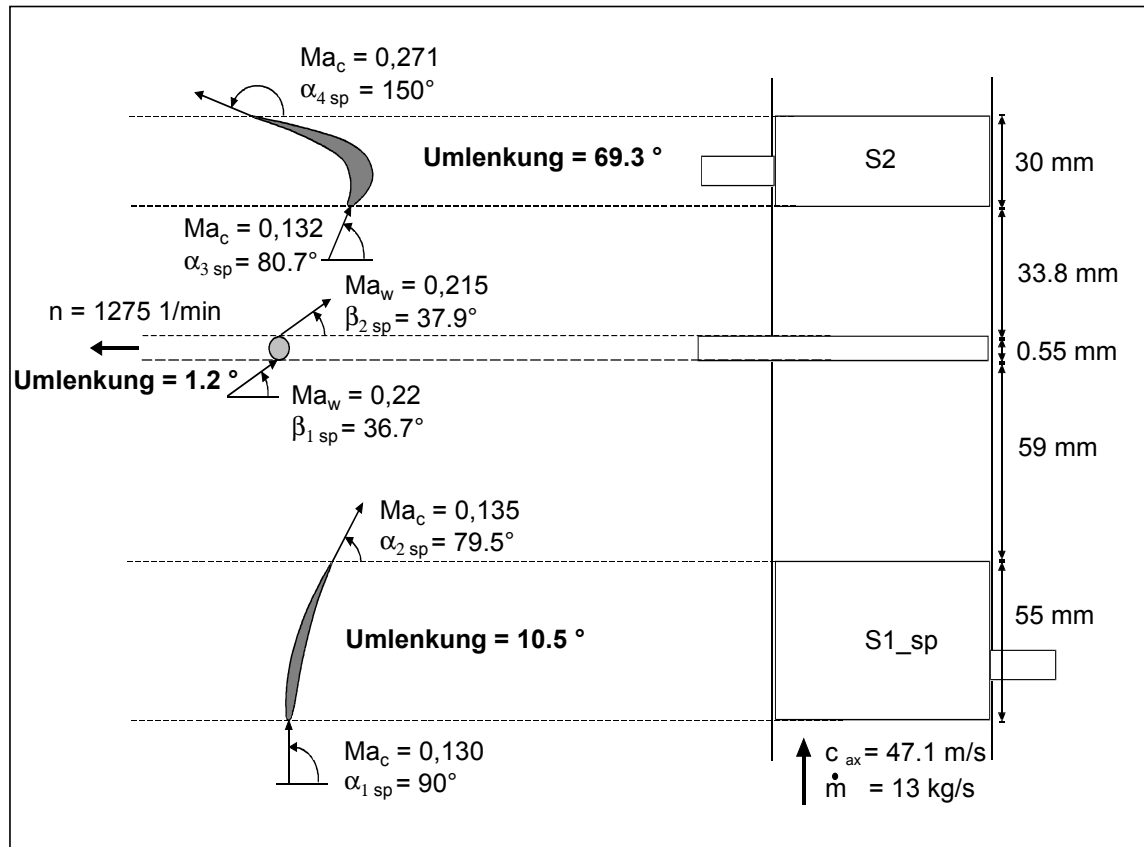


Abbildung 5.16 Speichenradvariante

Vergleicht man den Abstand zwischen Speichenrad und S2 mit dem Abstand zwischen R1 und S2, so fällt auf, daß diese beiden Abstände nahezu gleich groß sind. Vergleicht man nun noch die Zylinderstabdicke  $d_{sp} = 0.55\ mm$  mit der Hinterkantendicke  $d_{HK}$  von R1 mit  $0.6\ mm$  (vergl. Anhang A), dann stellt man auch hier eine gute Übereinstimmung fest.

Eine ähnliche Beobachtung haben auch Halstead und Wisler et. al. [20] gemacht, die eine Laufradschaufel eines Verdichters im Experiment durch einen Zylinderstab ersetzt haben. Auch hier haben sich die Autoren an der Hinterkantendicke und der Lauflänge des Nachlaufes des substituierten Profils orientiert.

Diese Vorgehensweise, d.h. Abbildung der Hinterkantendicke und Lauflänge des Nachlaufes von Profilen, kann bei der Auslegung von Speichenrädern also durchaus genutzt werden.



## 6 Meßergebnisse und Diskussion der Hauptuntersuchung

### 6.1 Betriebsparameter

Die Meßergebnisse werden als Funktion der Clockingposition aufgetragen, die in Abbildung 6.1 definiert ist.

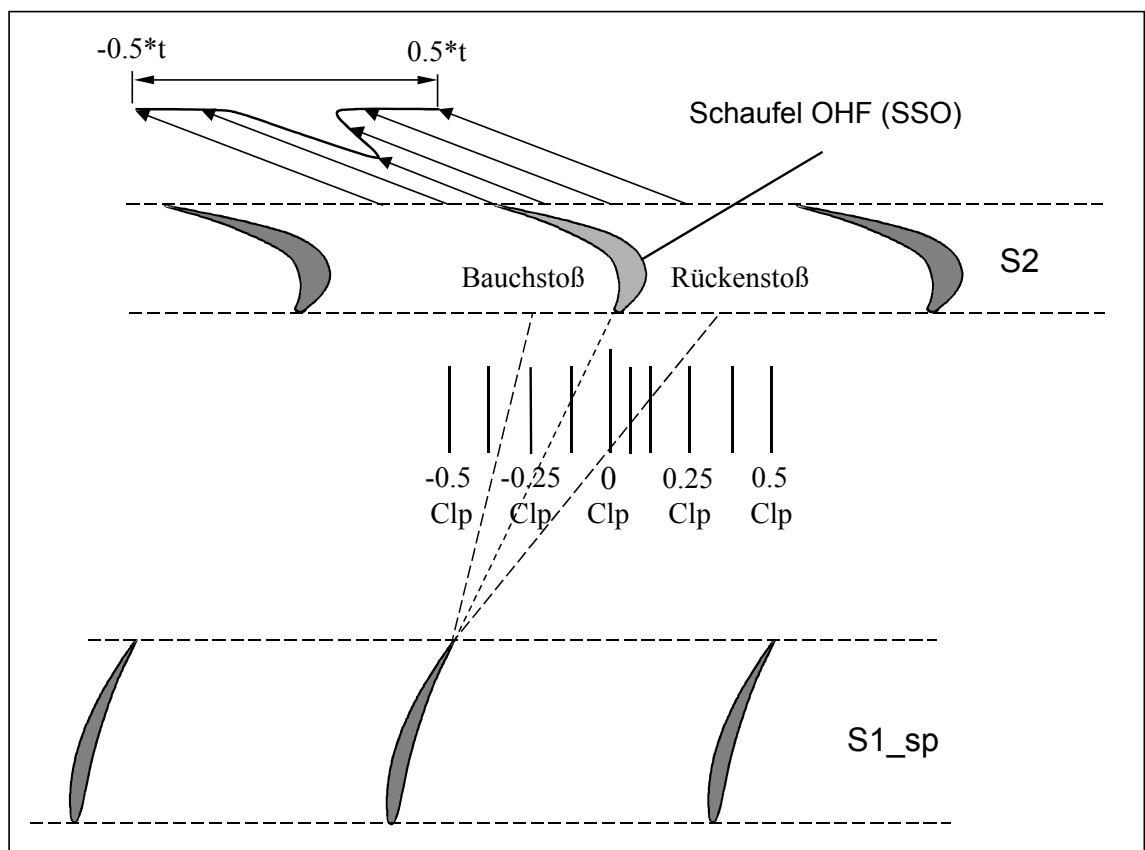


Abbildung 6.1

Definition der Clockingposition (Clp)

Negative Clockingpositionen bedeuten druckseitiges Auftreffen des S1\_sp-Nachlaufes auf die Statorschaufel S2 (Bauchstoß), und positive Clockingpositionen bedeuten saugseitiges Auftreffen des S1\_sp-Nachlaufes auf die Statorschaufel S2 (Rückenstoß). Die Begriffe „Rück-

kenstoß“ bzw. „Bauchstoß“ werden üblicherweise für die Änderung des Anströmwinkels hin zur Saugseite bzw. Druckseite verwendet. Aus Gründen der einfachen Darstellung werden die Begriffe im Folgenden jedoch übernommen und für das druckseitige bzw. saugseitige Auftreffen des S1\_sp-Nachlaufes verwendet.

Die Clockingposition „Clp 0“ bezeichnet die Stator 1-Position, bei der die Nachlaufdellenmitte von Stator S1\_sp genau die Vorderkante von Stator S2 trifft. Bei der Justierung dieser Clockingposition wird der Stator 1 so lange relativ zu Stator 2 verdreht bis die Staupunktdruckbohrungen der Cp-Schaufeln ein Druckminimum angezeigt haben, also genau von der Nachlaufdellenmitte getroffen wurden, vergl. Kapitel 4.2.4. Insgesamt besteht die Teilung  $t$  von  $-50\%$  bis  $+50\%$  aus 9 Clockingpositionen, die jeweils  $12.5\%$  der Teilung auseinander liegen, entsprechend der Teilstriche in Abbildung 6.1. Um die Genauigkeit der Meßergebnisse zu verbessern wurde eine zehnte Clockingposition bei  $6\%$  der Teilung saugseitig hinzugefügt, da sich während der Messungen gezeigt hat, daß in diesem Bereich das Verlustminimum liegt.

Sowohl die S1\_sp-Nachläufe als auch die S2-Nachläufe wurden über eine Teilung von  $\pm 0.5 \cdot t$  vermessen, was in Abbildung 6.1 exemplarisch für den Nachlauf von Stator S2 dargestellt ist. Für die Nachlaufmessungen von Stator S2 wurde die mit einem Oberflächenheißfilm bestückte Schaufel „SS0“ ausgewählt, um eine direkte Zuordnung der Heißfilmsignale zu den Nachlaufmessungen zu erhalten, vergl. Kapitel 4.4.

Während der Versuche wurde der Massendurchsatz konstant auf  $12.9 \text{ kg/s}$  gehalten. Dazu wurde im Ansaugrohr der dynamische Druck in der Rohrmitte gemessen und über eine manuelle Bedienung der Vordrallregelung des Verdichters konstant gehalten, vergl. Kapitel 4.2.1. Die Ansaugtemperatur betrug  $30^\circ \text{ C}$  und wurde auf  $\pm 0.2^\circ \text{ C}$  konstant gehalten. Hierfür wurde eine Dachluke im Dach der Versuchshalle genutzt. Je nach Größe der Öffnung kann die Menge der zugeführten kalten Außenluft bestimmt werden, womit die Ansaugtemperatur des Verdichters eingestellt und somit auch konstant gehalten werden kann.

In der Auslegung wurde ein Massendurchsatz von  $13 \text{ kg/s}$  vorgesehen, der im Versuch mit  $12.9 \text{ kg/s}$  um  $0.1 \text{ kg/s}$  im Rahmen der Meßgenauigkeit unterschritten wurde. Dies ist auf eine leichte Ungleichförmigkeit in der Verteilung der Masse am Eintritt in die Meßstrecke zurückzuführen, die durch die radiale Einblasung der Luft in den Beruhigungsbehälter entsteht, vergl. Kapitel 3.4.3. Um bei den Versuchen eine konstante Randbedingung zu erhalten, wurde darauf geachtet, daß am Eintritt in den Stator 1 im Bereich der zu vermessenden Schaufeln die aerodynamischen Randbedingungen aus der Vorauslegung eingehalten werden, vergl. Abbildung 3.5. Kontrollmessungen haben gezeigt, daß sich die untersuchten Schaufeln, bedingt durch die Ungleichförmigkeit der Zuströmung, in einem Gebiet größerer Zuströmmasse befinden, weshalb der Gesamtmassendurchsatz im Ansaugrohr gesenkt werden mußte.

## 6.2 Nachlaufmessungen

### 6.2.1 Nachlauf S1\_sp

Die Drucksonden und die Hitzdrahtsonde wurden auf dem Mittelschnitt positioniert und in Schritten von 0.9 mm in Umfangsrichtung traversiert. Für die einzelnen Messungen wurden die in Kapitel 4 beschriebenen Meß- und Auswertetechniken eingesetzt. Obwohl am Stator S1\_sp aus theoretischen Überlegungen heraus keine Abhängigkeit des Druckverlustes von der Clockingposition zu erwarten war, wurden aus Gründen der Meßgenauigkeit Nachlaufmessungen bei verschiedenen Clockingpositionen durchgeführt.

Abbildung 6.2 zeigt exemplarisch den lokalen Druckverlust  $\omega_{\text{lok S1\_sp}}$  hinter dem Stator S1\_sp bei zwei verschiedenen Clockingpositionen, gemäß Gleichung 4.5. Deutlich ist zu erkennen, daß beide Verläufe im Rahmen der Meßgenauigkeit nahezu identisch sind und wie erwartet keine Abhängigkeit von der Clockingposition aufweisen. Die leichte Unsymmetrie der Verteilung entsteht durch die unterschiedlichen Grenzschichten der Saug- und Druckseite. Die Ursache hierfür ist die etwas stärker ausgeprägte Saugseitengrenzschicht, was sich auch später in den Turbulenzverläufen zeigt.

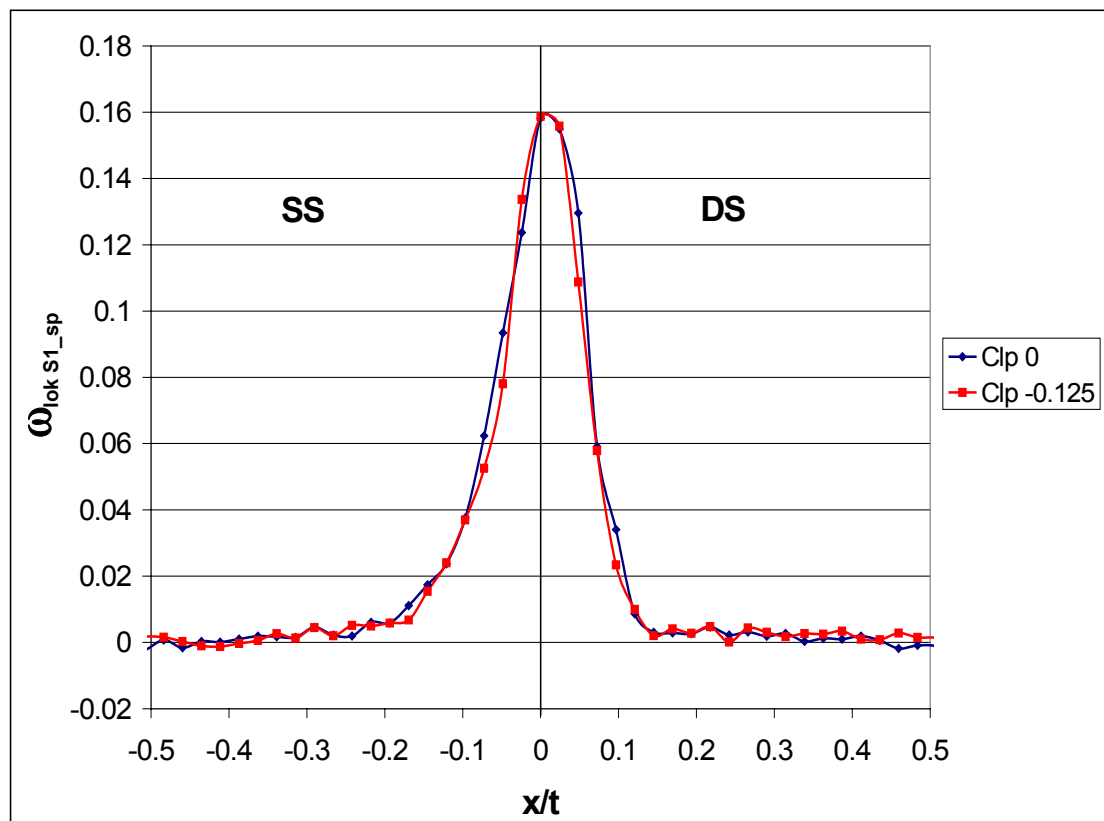


Abbildung 6.2

Lokaler Druckverlust hinter Stator S1\_sp

Der gemittelte Druckverlust  $\omega_{\text{ges S1\_sp}}$  von Stator S1\_sp wird gemäß Gleichung 4.7 durch Integration des lokalen Druckverlustes  $\omega_{\text{lok S1\_sp}}$  über eine Teilung  $t$  berechnet und beträgt:

$$\omega_{\text{ges S1\_sp}} = 0.0228 \quad (6.1)$$

In Abbildung 6.3 ist die Winkelverteilung von  $\alpha_{2 \text{ St}}$  hinter dem Stator S1\_sp abgebildet. Der mittlere Abströmwinkel beträgt etwa  $79.95^\circ$  und entspricht damit bis auf eine Abweichung von  $0.75^\circ$  dem aus der Auslegung geforderten Winkel von  $\alpha_{2 \text{ St}} = 80.7^\circ$ . Auch hier ist im Rahmen der Meßgenauigkeit keine Abhängigkeit der Winkelverteilung von der Clockingposition zu erkennen. Durch den direkt im Nachlauf vorherrschenden Impulsmangel und die daraus resultierenden Ausgleichsvorgänge strömt Masse aus dem Außenbereich in die Nachlaufdelle. Daraus resultiert die typische Winkelverteilung in Abbildung 6.3 mit einer leichten Überumlenkung auf der Saugseite und einer leichten Minderumlenkung auf der Druckseite, die zum Außenbereich hin auf den mittleren Umlenkwinkel abfallen.

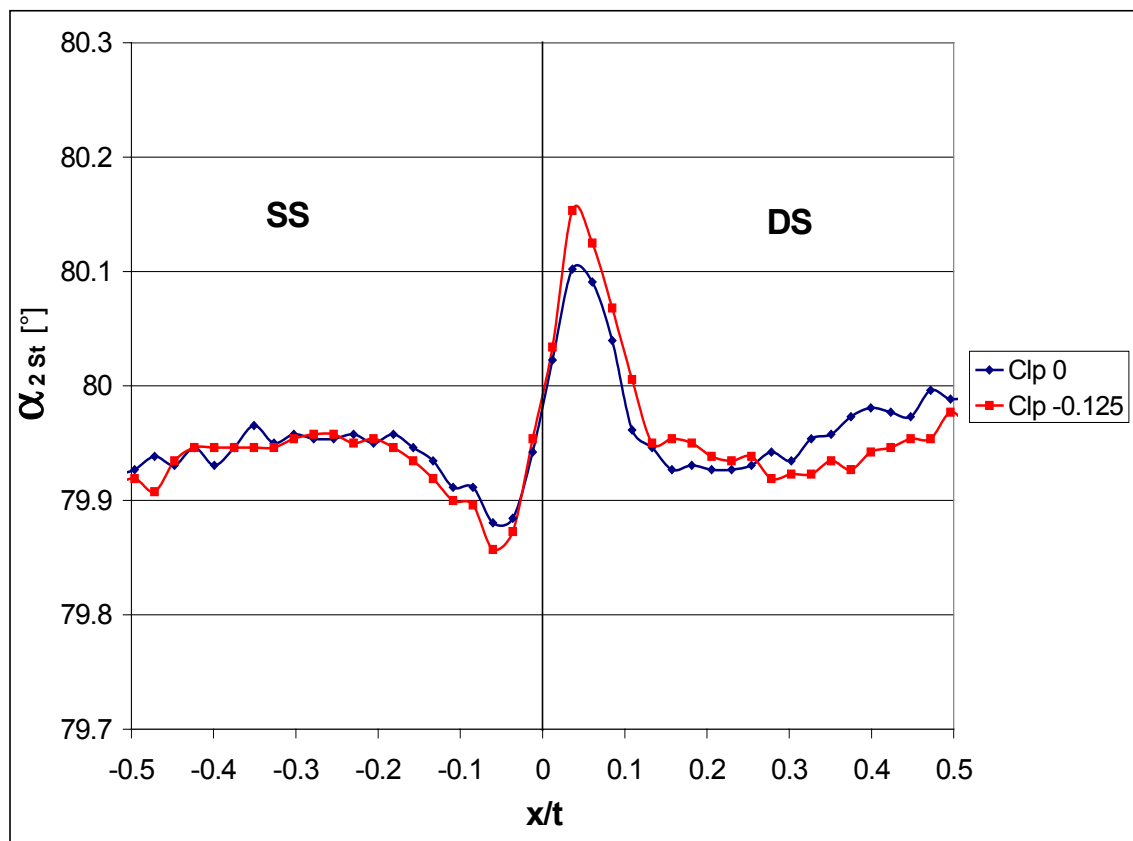


Abbildung 6.3

Winkelverteilung hinter Stator S1\_sp

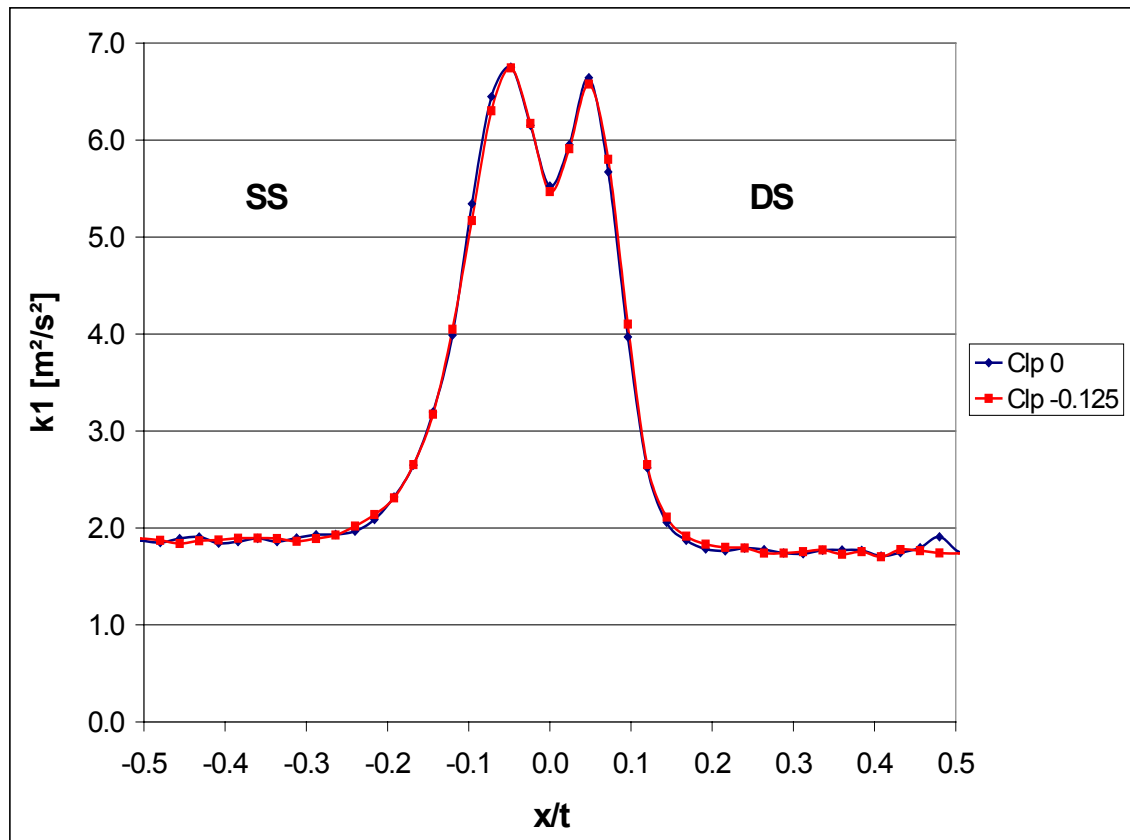


Abbildung 6.4 Verteilung der turb. kin. Energie hinter Stator S1\_sp

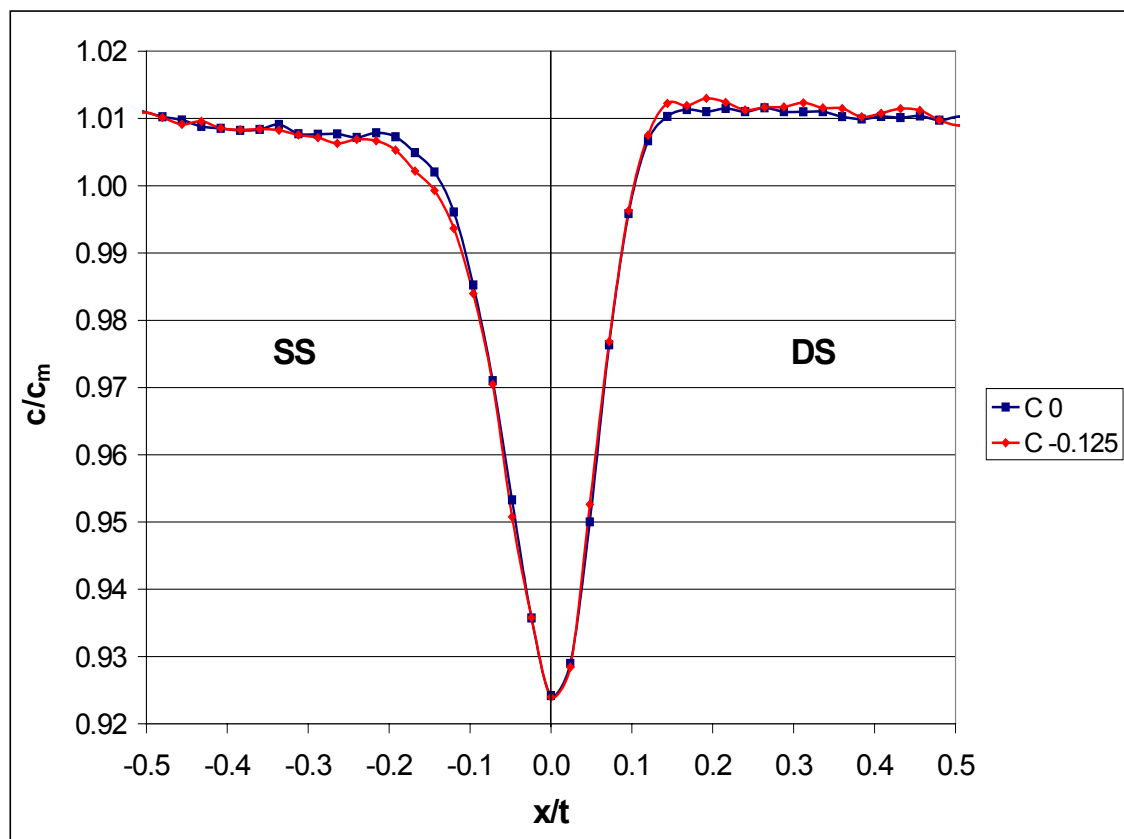


Abbildung 6.5 Dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung hinter Stator S1\_sp

In Abbildung 6.4 ist die Verteilung der turbulenten kinetischen Energie  $k_1$  hinter dem Stator S1\_sp abgebildet. Im Nachlauf sind die typischen „Turbulenzhöcker“ zu sehen, wie sie bereits in Kapitel 5 beschrieben wurden. Auf der Saugseite ist ein etwas ausgeprägterer Turbulenzverlauf zu erkennen, der auf die vermehrte Turbulenzproduktion der Saugseite zurückzuführen ist, was schon in den Druckverlustmessungen in Abbildung 6.2 zu erkennen war. Auch der Verlauf der dimensionslosen Geschwindigkeit  $c/c_m$  in Abbildung 6.5 zeigt im Rahmen der Meßgenauigkeit keine Abhängigkeit von der Clockingposition. Im Anhang D ist ein Vergleich zwischen den Messungen aus den Voruntersuchungen und den Hauptuntersuchungen zu finden, der an dieser Stelle nicht weiter betrachtet wird.

### 6.2.2 Nachlauf S2

Die Drucksonde wurde auf dem Mittelschnitt positioniert und in Schritten von 1.16 mm in Umfangsrichtung hinter dem Stator S2 traversiert, vergl. Kapitel 4.1 und 4.2.3. Der Abstand betrug 60 mm in axialer Richtung. Die Hitzdrahtsonde wurde ebenfalls auf dem Mittelschnitt positioniert und in Schritten von 0.9 mm in Umfangsrichtung traversiert. Gemessen wurde in zwei verschiedenen Meßebenen hinter dem Stator S2 in einem Axialabstand von 60 mm und 20 mm. Das Ziel hierbei war es, durch einen verkürzten Abstand zum Stator S2 genauere Informationen über die Vorgänge in der Grenzschicht am Stator S2 zu erhalten.

#### 6.2.2.1 Druckverlustverteilung

Im Folgenden ist der lokale Druckverlust  $\omega_{\text{lok ges}}$  in Abhängigkeit von der Clockingposition für den Rückenstoß in Abbildung 6.6 und für den Bauchstoß in Abbildung 6.7 gemäß der Gleichung 4.6 dargestellt.

Betrachtet man zunächst den Verlauf des Druckverlustes bei der Clockingposition Clp 0.5 für den Rückenstoß, so erkennt man bei  $|x/t| = 0.5$  einen erhöhten Druckverlust. Dieser wird durch den Nachlauf von Stator S1\_sp verursacht, der bei Clp 0.5 genau in die Teilung, also zwischen die Stator 2-Schaufeln, trifft. Verschiebt sich der Nachlauf von Stator S1\_sp mit abnehmender Clockingposition in Richtung des Staupunktes von Stator S2, kommt es zu einer kontinuierlichen Abnahme des Druckverlustes im Bereich von  $x/t = 0.2$  bis 0.5 und zu einer Zunahme des maximalen Druckverlustes in Dellenmitte. Diese Zunahme resultiert aus der Interaktion der Schaufelnachläufe der beiden Statoren S1\_sp und S2. Da sich für den Rückenstoß in Abbildung 6.6 die S1\_sp Nachläufe von der Saugseite her zum Staupunkt von Stator S2 bewegen, kommt es zunächst nur zu einer Beeinflussung des saugseitigen Nachlaufes von Stator S2. Erst mit der Clockingposition Clp 0.06 und Clp 0 zeigt sich eine druck-

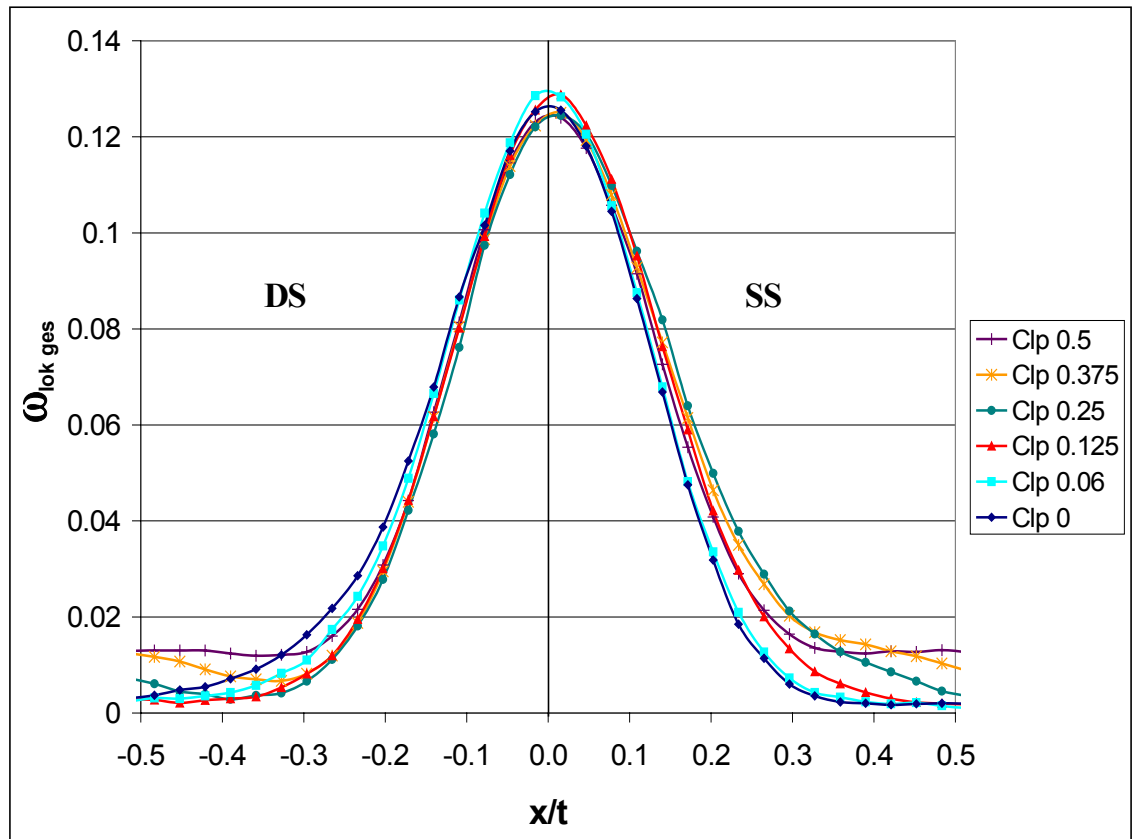


Abbildung 6.6

Lokaler Druckverlust hinter Stator S2 (Rückenstoß)

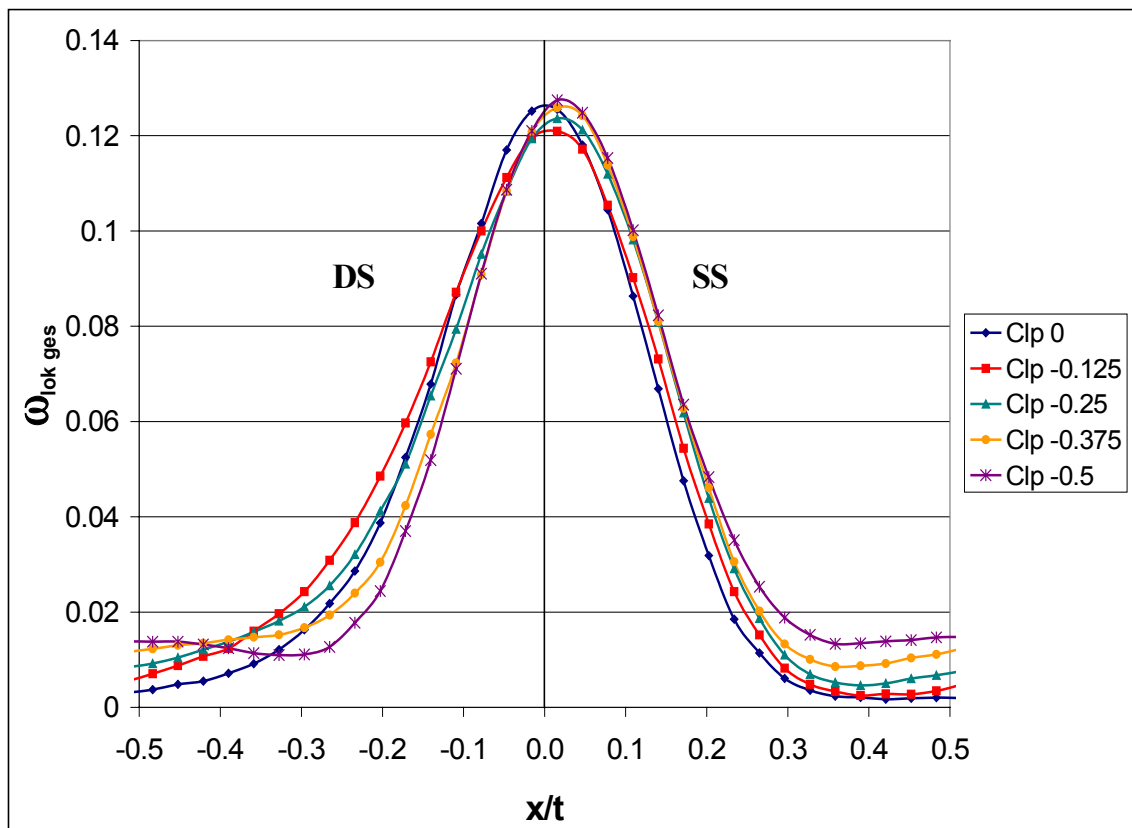


Abbildung 6.7

Lokaler Druckverlust hinter Stator S2 (Bauchstoß)

seitige Aufweitung, da hier bereits Teile des S1\_sp-Nachlaufes über die Druckseite von Stator S2 stromab transportiert werden.

Für den Bauchstoß in Abbildung 6.7 zeigt sich die größte Wechselwirkung des S1\_sp-Nachlaufes mit der Druckseite von Stator S2 für die Clockingposition Clp  $-0.125$ . Mit zunehmender Verlagerung des S1\_sp-Nachlaufes vom Staupunkt weg nimmt der Druckverlust auf der Druckseite im Nachlauf kontinuierlich ab und im Außenbereich kontinuierlich zu, bis schließlich der Nachlauf von S1\_sp bei Clp  $-0.5$  wieder genau zwischen die Teilung trifft.

Auffällig ist die Verlagerung des Verlustmaximums im Nachlauf aus der Mitte heraus in Richtung der Saugseite. Diese Verlagerung entsteht durch einen veränderten Abströmwinkel des Stator S2, was in der Winkelverteilung in Abbildung 6.10 zu erkennen ist und später noch diskutiert wird.

Um eine Aussage über das Verlustverhalten von Stator S2 in Abhängigkeit von der Clockingposition treffen zu können, wurde gemäß der Gleichung 4.5 bis 4.12 der integrale Totaldruckverlust  $\omega_{\text{ges S2}}$  von Stator S2 berechnet und in Abbildung 6.8 dargestellt.

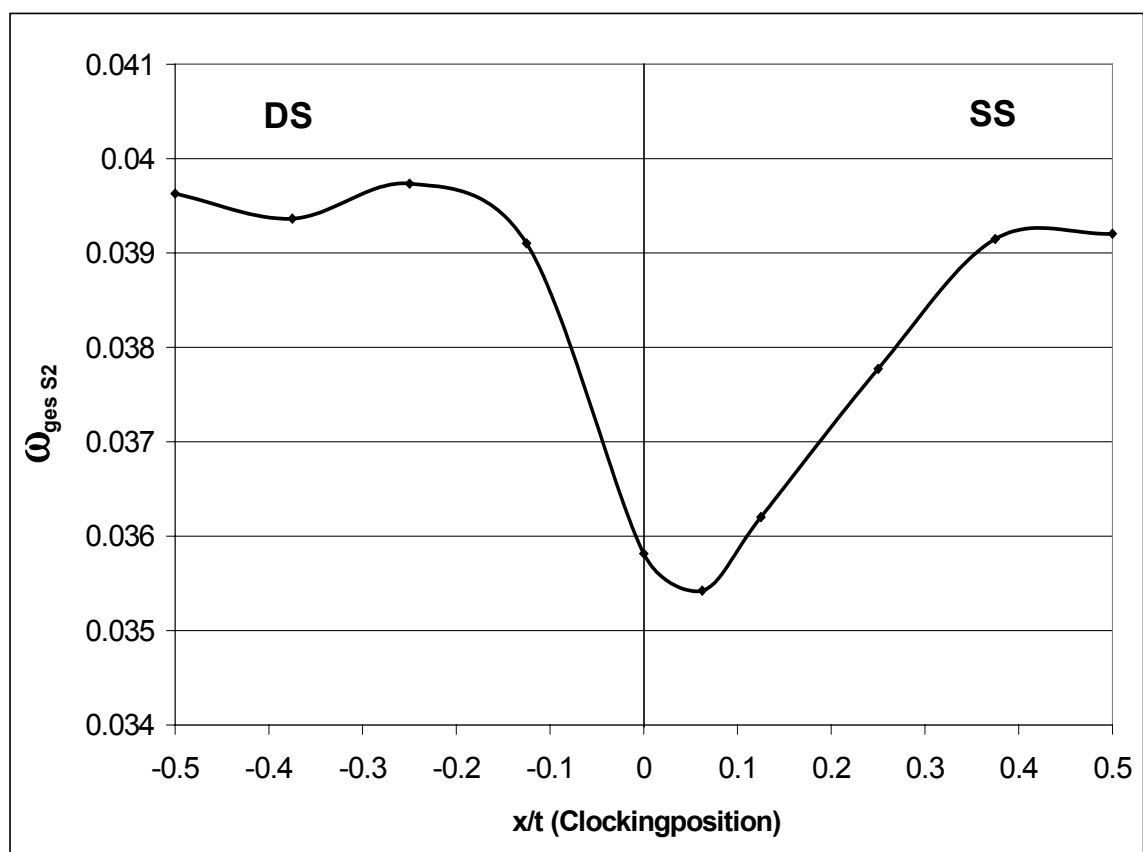


Abbildung 6.8

Integraler Totaldruckverlust von Stator S2

Der Verlauf des integralen Totaldruckverlustes in Abbildung 6.8 zeigt deutlich ein Verlustminimum für die Clockingposition Clp 0.06, bei der die Nachlaufmitte von Stator S1\_sp um 6% der Teilung zur Saugseite versetzt den Stator S2 trifft. Ein Verlustmaximum zeigt sich für die



Clockingposition Clp  $-0.25$ , bei der die Nachlaufmitte von Stator S1\_sp um 25% der Teilung zur Druckseite versetzt den Stator S2 trifft.

Die Verluste bei den Clockingpositionen Clp 0.5 und Clp  $-0.5$  stimmen nicht überein, obwohl es sich hierbei um die gleiche Stator 1-Position handelt. Betrachtet man noch einmal die Abbildung 6.1 zur Definition der Clockingposition, dann erkennt man, daß bei Clp 0.5 bzw. Clp  $-0.5$  der Nachlauf von zwei benachbarten S1\_sp-Schaufeln vermessen wird. Kommt es, beispielsweise durch fertigungstechnische Ungenauigkeiten, zu leichten Abweichungen in der Profilform, führt dies zu unterschiedlichen Nachläufen und somit auch zu veränderten Verlusten. Diese Abweichungen machen sich allerdings nur bei den beiden Clockingpositionen Clp 0.5 und Clp  $-0.5$  bemerkbar, während der übrige Verlauf nicht beeinträchtigt wird.

### 6.2.2.2 Wirkungsgradberechnung

Zusätzlich zu den Totaldruckverlusten von Stator S2  $\omega_{\text{ges S2}}$  kann auch ein isentroper Wirkungsgrad  $\eta_{\text{S2}}$  berechnet werden. Die allgemeine Definition des isentropen Wirkungsgrades ist:

$$\eta_{\text{S2}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{C_p(T_1 - T_2)}{C_p(T_1 - T'_2)} \quad (6.2)$$

Für das Verhältnis der statischen Temperaturen und die Definition der Totaltemperatur gelten folgende Beziehungen:

$$\frac{T'_2}{T_1} = \left( \frac{P_{2 \text{ stat}}}{P_{1 \text{ stat}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (6.3)$$

$$T_{\text{tot}} = T_{\text{stat}} + \frac{c^2}{2C_p} \quad (6.4)$$

Bestimmt man mit Hilfe der Gleichungen 6.3 und 6.4 die statischen Temperaturen  $T_1$ ,  $T_2$  und  $T'_2$  aus Gleichung 6.2 für die Eintrittsebene 1.1 und die Austrittsebene 2.4 (vergl. Abbildung 4.1), dann ergibt sich nach einigen Umformungen folgender Zusammenhang für den Wirkungsgrad der Gesamtanordnung:

$$\eta_{s2} = \frac{\bar{c}_{2.4}^2 - \bar{c}_{1.1}^2}{\left(2 C_p T_{tot\ 1.1} - \bar{c}_{1.1}^2\right) \left(1 - \left(\frac{P_{2.4}}{P_{1.1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad (6.5)$$

In Abbildung 6.9 ist der isentrope Wirkungsgrad nach Gleichung 6.5 der Gesamtkonfiguration in Abhängigkeit von der Clockingposition aufgetragen.

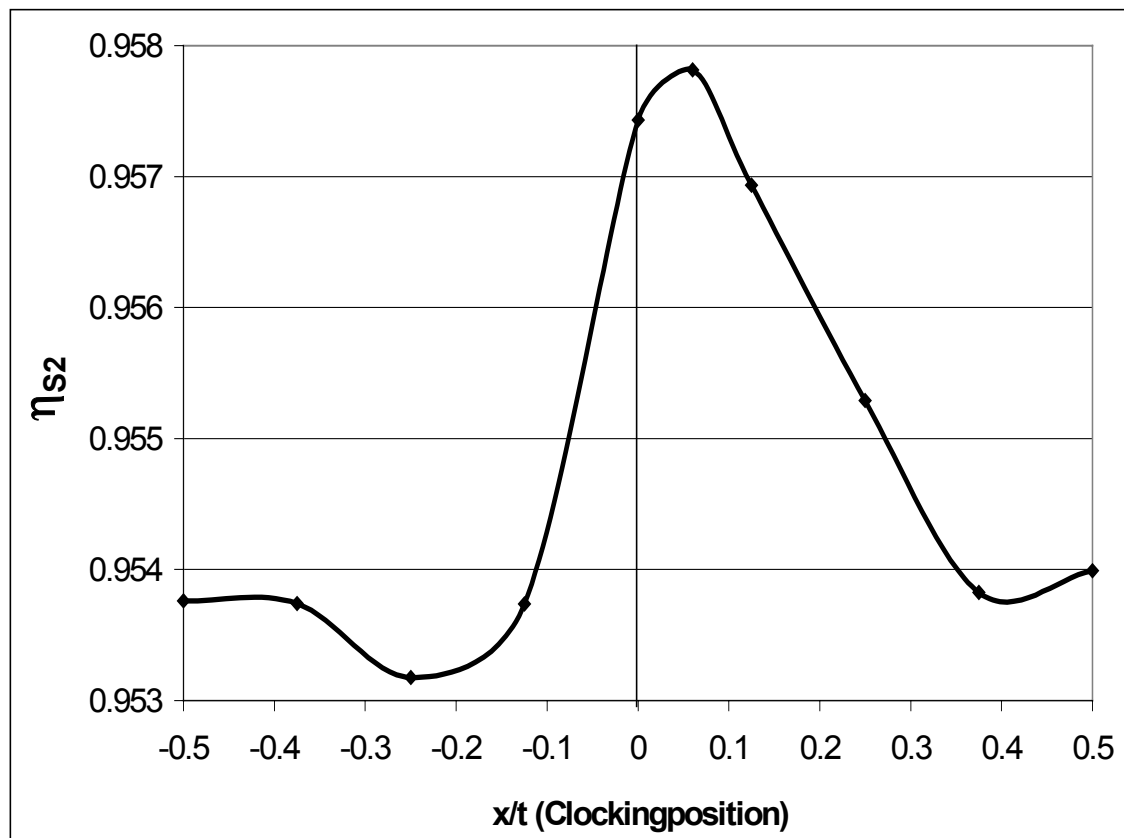


Abbildung 6.9

Isentroper Wirkungsgrad

Bestimmt man aus Abbildung 6.9 die Differenz zwischen Minimum und Maximum, ergibt sich eine Änderung des Wirkungsgrades von  $\Delta\eta = 0.0046$ . Die Lage der Extremwerte ist auch hier identisch mit den Extremwerten aus der Totaldruckverluständerung (Abbildung 6.8) und der Winkelverteilung (Abbildung 6.12).

### 6.2.2.3 Winkelverteilung

In Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 ist die Winkelverteilung hinter dem Stator S2 in Abhängigkeit von der Clockingposition dargestellt. Der mittlere Abströmwinkel ist clockingpositionsabhängig und liegt etwa bei  $151.2^\circ$  und weicht damit vom Auslegungswinkel  $\alpha_{4\text{ st}} = 150^\circ$  um etwa  $1^\circ$  ab. Da die Statorschaufeln S2 allerdings für alle Versuche konstant gehalten wird, ist die Abweichung vom Auslegungswinkel ohne weitere Bedeutung.

Die Winkelverteilung zeigt den typischen Verlauf mit Überumlenkung auf der Saugseite und Minderumlenkung auf der Druckseite. Betrachtet man den Verlauf für den Rückenstoß in Abbildung 6.10, so fällt auf, daß für die Clockingpositionen Clp 0.5 bis 0.25 auf der Druckseite keine nennenswerten Änderungen stattfinden, während auf der Saugseite im Außenbereich der Abströmwinkel deutlich zunimmt. Erst ab der Clockingposition Clp 0.125 ist eine Zunahme des Abströmwinkels auf der Druckseite zu beobachten, wenn bereits ein Teil des S1\_sp-Nachlaufes auch mit der Druckseite von Stator S2 interagiert. Schließlich zeigen die Clockingpositionen Clp 0.06 und Clp 0 im gesamten Bereich einen vergrößerten Abströmwinkel.

Der Verlauf für den Bauchstoß in Abbildung 6.11 zeigt bei der Clockingposition Clp  $-0.125$  einen deutlichen Abfall des Winkels auf der Saugseite, der im Folgenden für alle weiteren Clockingpositionen unverändert bleibt. Bei Clp  $-0.125$  strömt bereits der größte Teil des S1\_sp-Nachlaufes über die Druckseite und interagiert kaum noch mit der Saugseite. Offensichtlich führt die immer mehr abgeschwächte Interaktion des S1\_sp-Nachlaufes auf der Saugseite zu einem verkleinerten Abströmwinkel.

Bei der Winkelverteilung für den Rückenstoß in Abbildung 6.10 erkennt man besonders für die Clockingpositionen Clp 0.5 bis Clp 0.25 unterschiedliche Winkel bei  $x/t = 0.5$  und  $x/t = -0.5$ . Dies entsteht, wie bereits bei den integralen Druckverlusten in Abbildung 6.8 bemerkt, aus dem Nachlaufverhalten von zwei benachbarten S1\_sp Schaufeln.

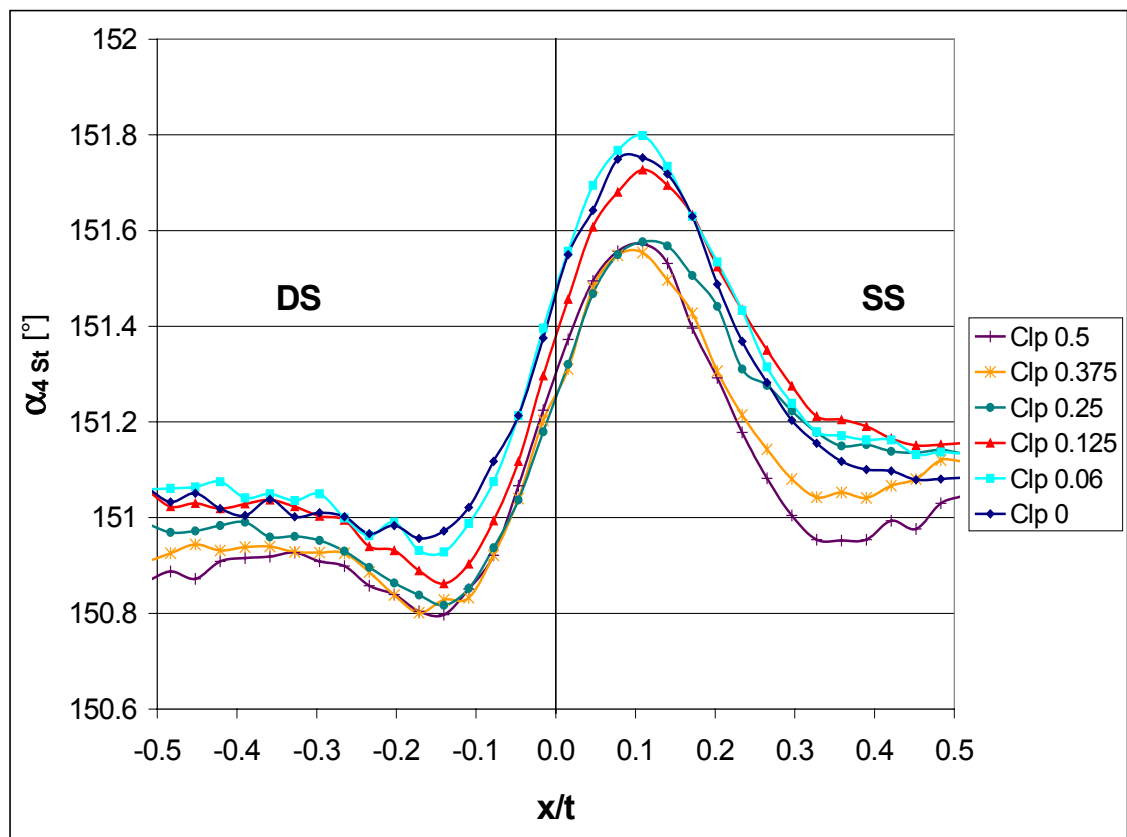


Abbildung 6.10

Winkelverteilung hinter Stator S2 (Rückenstoß)

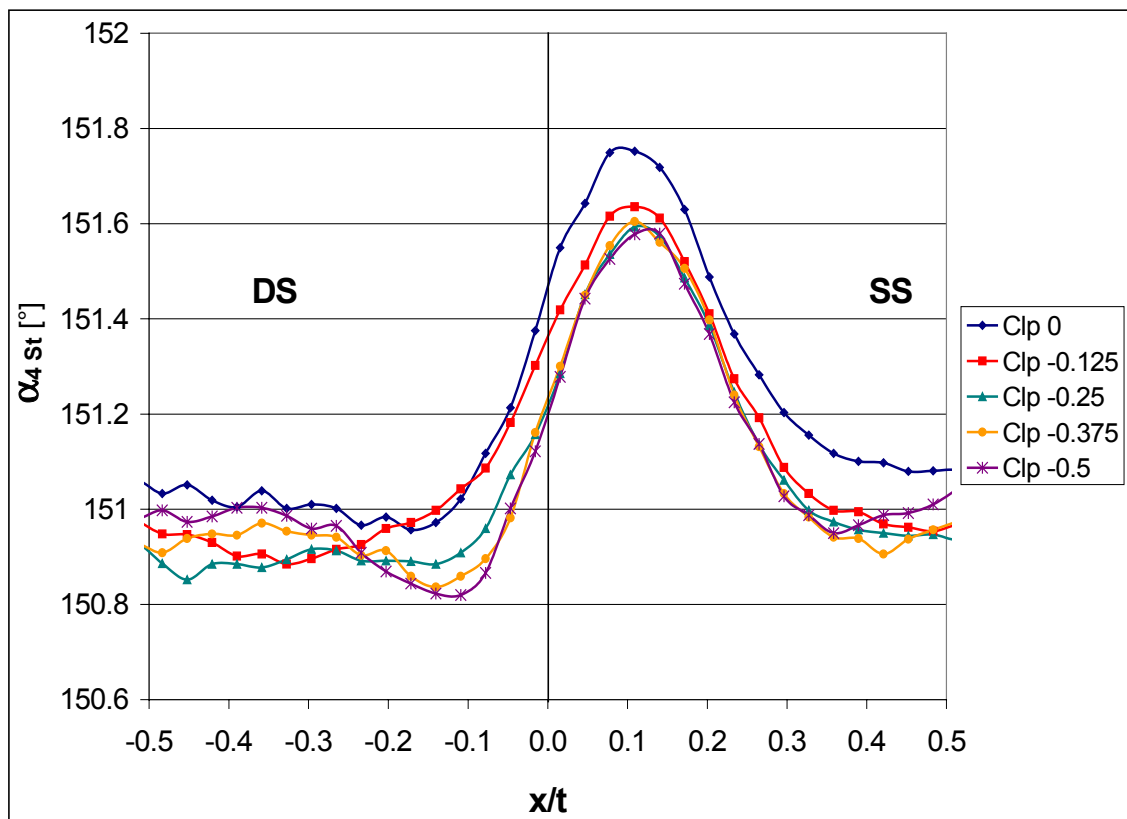


Abbildung 6.11

Winkelverteilung hinter Stator S2 (Bauchstoß)

In der Abbildung 6.12 ist das Integral der Winkelverteilungen von Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 über der Clockingposition aufgetragen. Hier bestätigt sich die bereits gemachte Beobachtung, daß bei der Clockingposition Clp 0.06 der größte und im Bereich der Clockingposition Clp -0.25 der kleinste Abströmwinkel vorliegt. Dieser Verlauf korreliert mit dem Verlauf des integralen Druckverlustes in Abbildung 6.8. Im Bereich des Verlustminimums liegt der größte und im Bereich des Verlustmaximums der kleinste Abströmwinkel vor. Auch hier resultieren die Abweichungen bei  $x/t = 0.5$  und  $x/t = -0.5$  wieder aus den Nachläufen von zwei benachbarten S1\_sp Schaufeln.

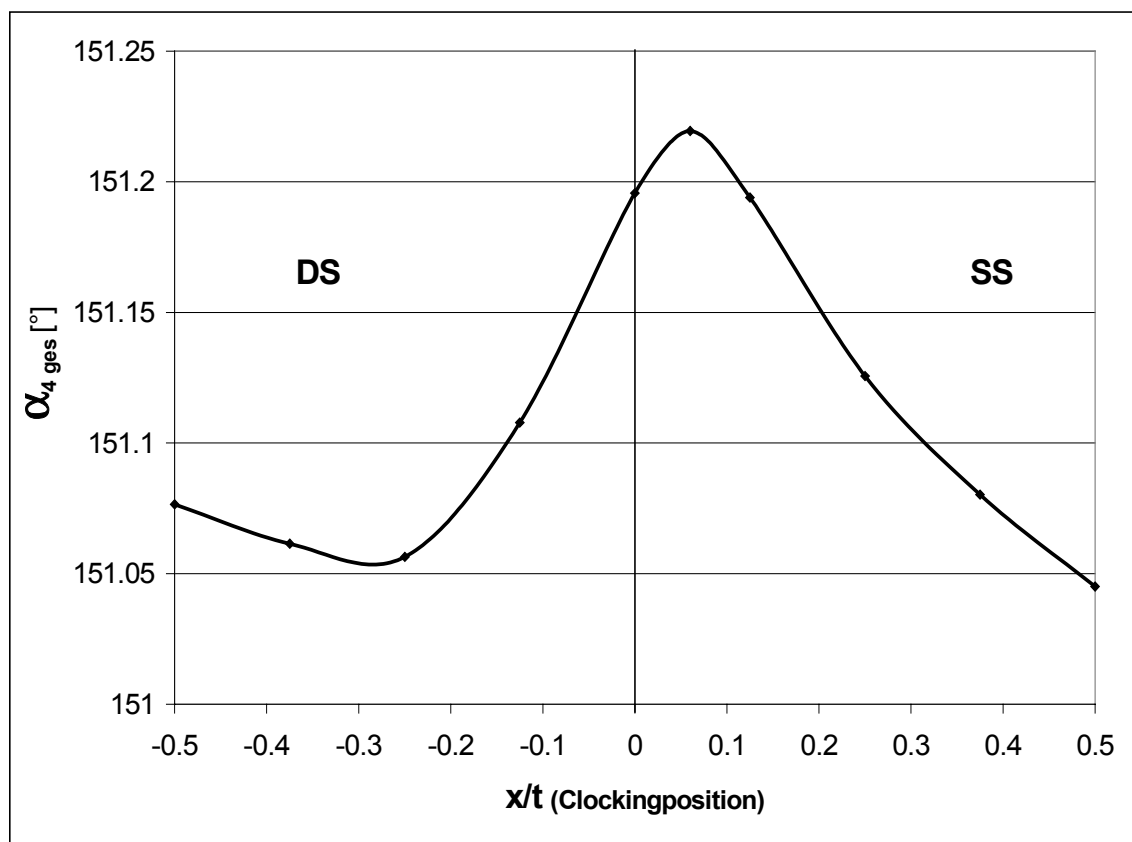


Abbildung 6.12

Integrale Winkelverteilung hinter Stator S2

#### 6.2.2.4 Verteilung der turb. kin. Energie

In Abbildung 6.13 und Abbildung 6.14 sind die Verläufe der turb. kin. Energie in Abhängigkeit von der Clockingposition aus den Hitzdrahtmessungen im Axialabstand von 20 mm stromab von Stator S2 aufgetragen. Zu Beginn sei noch einmal darauf hingewiesen, daß die Hitzdrahtmessungen mit einer Eindrahtsonde durchgeführt wurden. Deshalb können die gemessenen Schwankungen nicht in die einzelnen Anteile der drei Raumrichtungen  $u'$ ,  $v'$  und  $w'$  aufgelöst werden, wie beispielsweise bei Kreuzdraht- oder Tripeldrahtmessungen. Die folgenden Ergebnisse zeigen also deshalb die Schwankungswerte von  $u'$ , wobei durch den Hitzdraht auch kleine Anteile von  $v'$  und  $w'$  mit aufgezeichnet werden.

Der Verlauf für den Rückenstoß in Abbildung 6.13 zeigt für die Clockingposition Clp 0.5 im Bereich von  $x/t = 0.3$  bis 0.5 einen erhöhten Wert aus dem S1\_sp-Nachlauf. Mit zunehmender Verlagerung des S1\_sp-Nachlaufes zum Staupunkt von Stator S2 nimmt die turb. kin. Energie in diesem Bereich kontinuierlich ab, bis sie schließlich die kin. Energie der Freiströmturbulenz von ca.  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  erreicht. Gleichzeitig nimmt die turb. kin. Energie in der saugseitigen Grenzschicht ab, was überrascht, da in diesem Bereich zusätzliche Turbulenz durch den S1\_sp-Nachlauf eingetragen wird. Offenbar führt die Interaktion des S1\_sp-Nachlaufes mit der Saugseitengrenzschicht von Stator S2 in der Summe zu einer Reduktion der Turbulenz. Auf der Druckseite kommt es im Bereich von  $x/t = 0$  bis -0.2 erst mit der Clockingposition Clp 0.06 zu einem Anstieg der turb. kin. Energie, wenn ein Teil des S1\_sp-Nachlaufes an der Druckseite von Stator S2 vorbeiströmt. Ein Maximum ist mit der Clockingposition Clp 0 erreicht, wenn der größte Teil des saugseitigen S1\_sp-Nachlaufes die Druckseite von Stator S2 trifft. Im Gegensatz zur Saugseite führt eine Wechselwirkung der druckseitigen Grenzschicht mit dem S1\_sp-Nachlauf offensichtlich nicht zu einer Reduktion der turb. kin. Energie im Nachlauf von Stator S2, im Gegenteil eher zu einer Anfachung.

Beim Bauchstoß in Abbildung 6.14 ist auffällig, daß bereits mit der Clockingposition Clp -0.125 die turb. kin. Energie im Bereich von  $x/t = 0$  bis 0.2 auf der Saugseite sprunghaft ansteigt. Ab dieser Clockingposition strömt der größte Teil des S1\_sp-Nachlaufes auf der Druckseite von Stator S2 vorbei, wodurch es nicht mehr zu einer Interaktion des S1\_sp-Nachlaufes mit der Saugseite von Stator S2 kommt und die turb. kin. Energie im Nachlauf wieder ansteigt. Auf der Druckseite nehmen die Werte im Bereich von  $x/t = 0$  bis -0.2 mit der Clockingposition Clp -0.25 stark ab, wenn der S1\_sp-Nachlauf immer weniger mit der druckseitigen Grenzschicht interagiert. In den äußeren Bereichen bei  $x/t = -0.4$  auf der Druckseite und  $x/t = 0.4$  auf der Saugseite nimmt die turb. kin. Energie kontinuierlich zu, bedingt durch die zunehmende Verlagerung des S1\_sp-Nachlaufes in die Teilungsmittle.

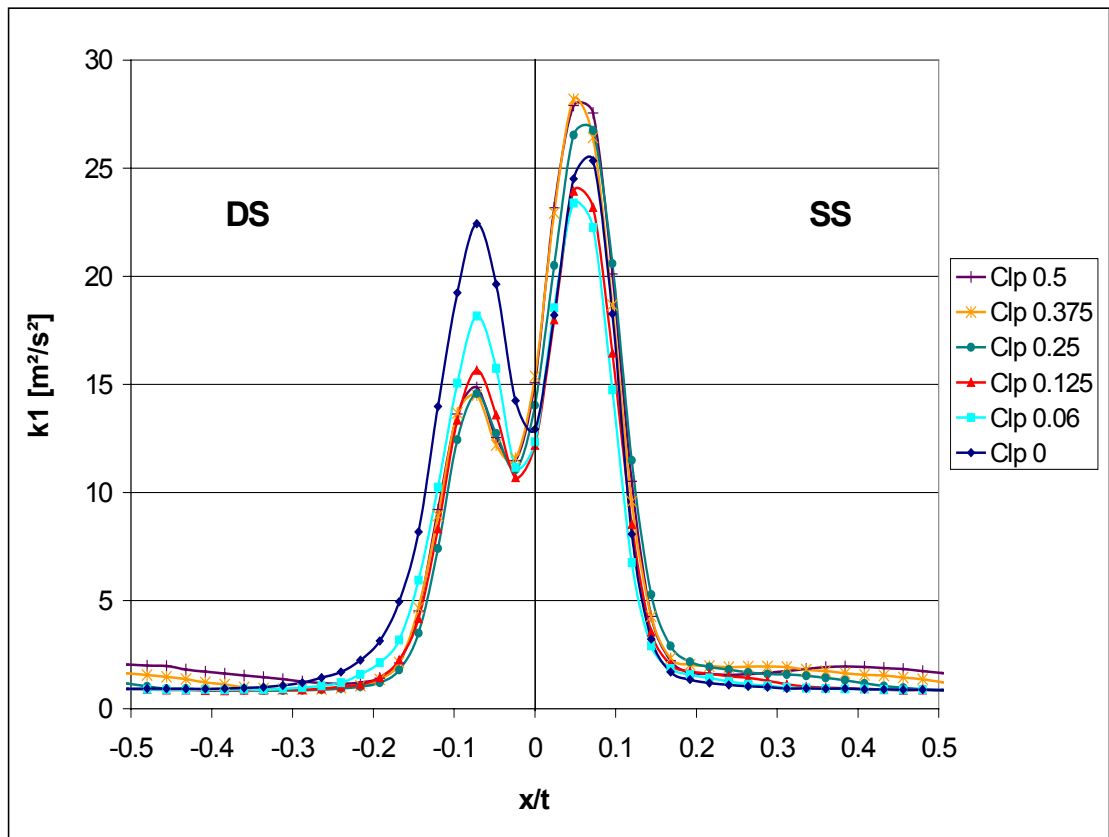


Abbildung 6.13 Verteilung der turb. kin. Energie hinter Stator S2 (Rückenstoß)

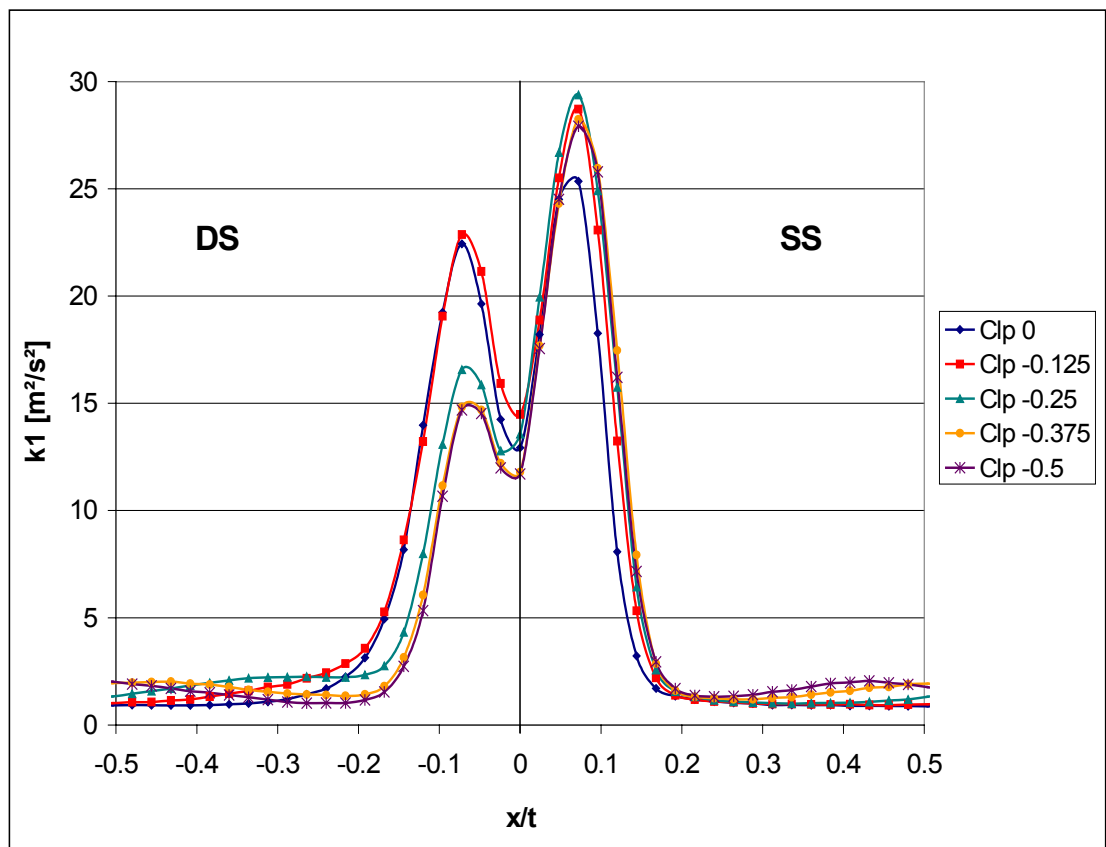


Abbildung 6.14 Verteilung der turb. kin. Energie hinter Stator S2 (Bauchstoß)

Um eine Aussage über die Gesamtturbulenz hinter dem Stator S2 in Abhängigkeit von der Clockingposition treffen zu können, wurden die lokalen Verläufe der turb. kin. Energie in der Abbildung 6.13 und der Abbildung 6.14 über die Teilung aufintegriert und in Abbildung 6.15 über der Clockingposition aufgetragen. Dieser Verlauf zeigt deutlich zwei Extremwerte, ein Minimum bei Clp 0.1 und ein Maximum bei Clp  $-0.15$ . Dies bestätigt die bereits bei den lokalen Verläufen gemachte Beobachtung, daß eine Interaktion der saugseitigen Grenzschicht von Stator S2 mit dem Nachlauf von Stator S1\_sp zu einer insgesamt niedrigeren Turbulenz im Nachlauf von Stator S2 führt.

Vergleicht man diesen Verlauf der integralen turb. kin. Energie mit dem integralen Druckverlust in Abbildung 6.8, so stellt man fest, daß im Bereich des Druckverlustminimums niedrigere Turbulenzwerte und im Bereich des Druckverlustmaximums größere Turbulenzwerte vorliegen. Jedoch ist ein direkter Vergleich der beiden Verläufe nur eingeschränkt möglich, was sich auch durch die Abweichung der beiden Extremwerte zeigt. Dies wird später in Kapitel 6.6 noch ausführlicher diskutiert.

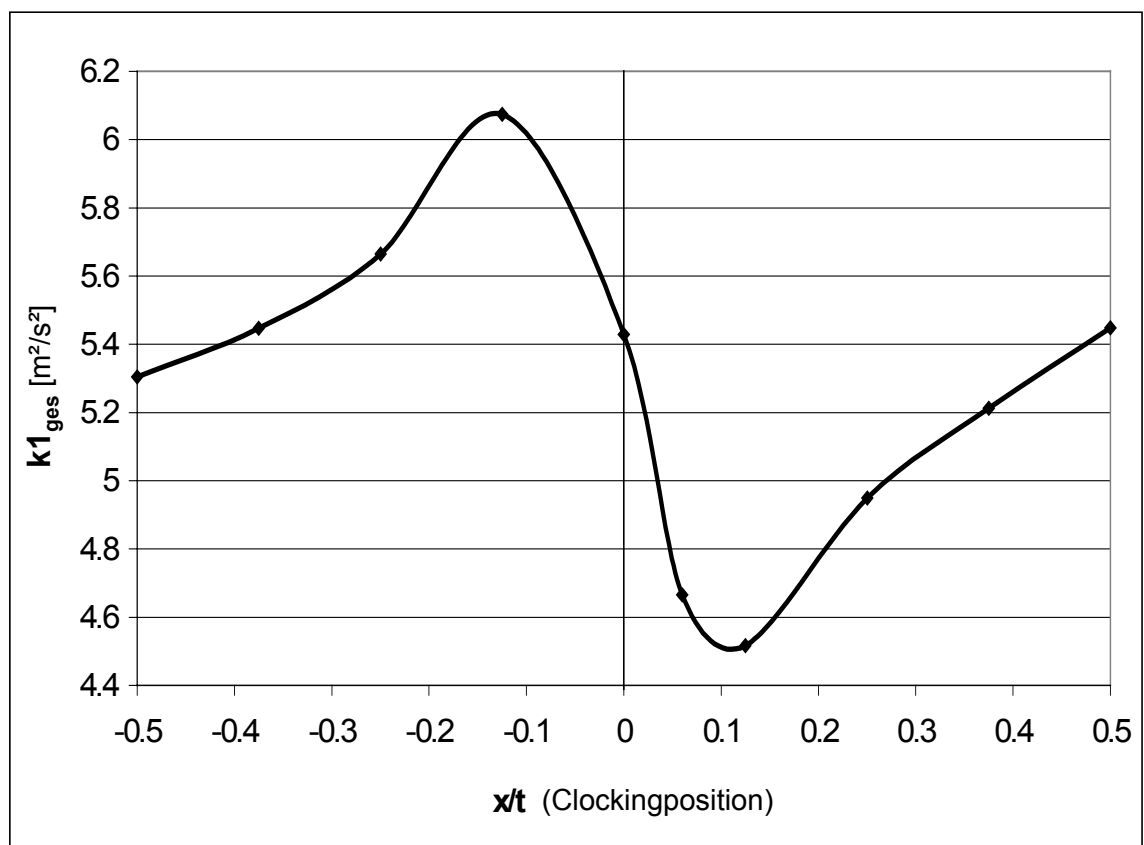


Abbildung 6.15

Integrale turb. kin. Energie hinter Stator S2



### 6.3 Statische Druckmessungen am Stator S2

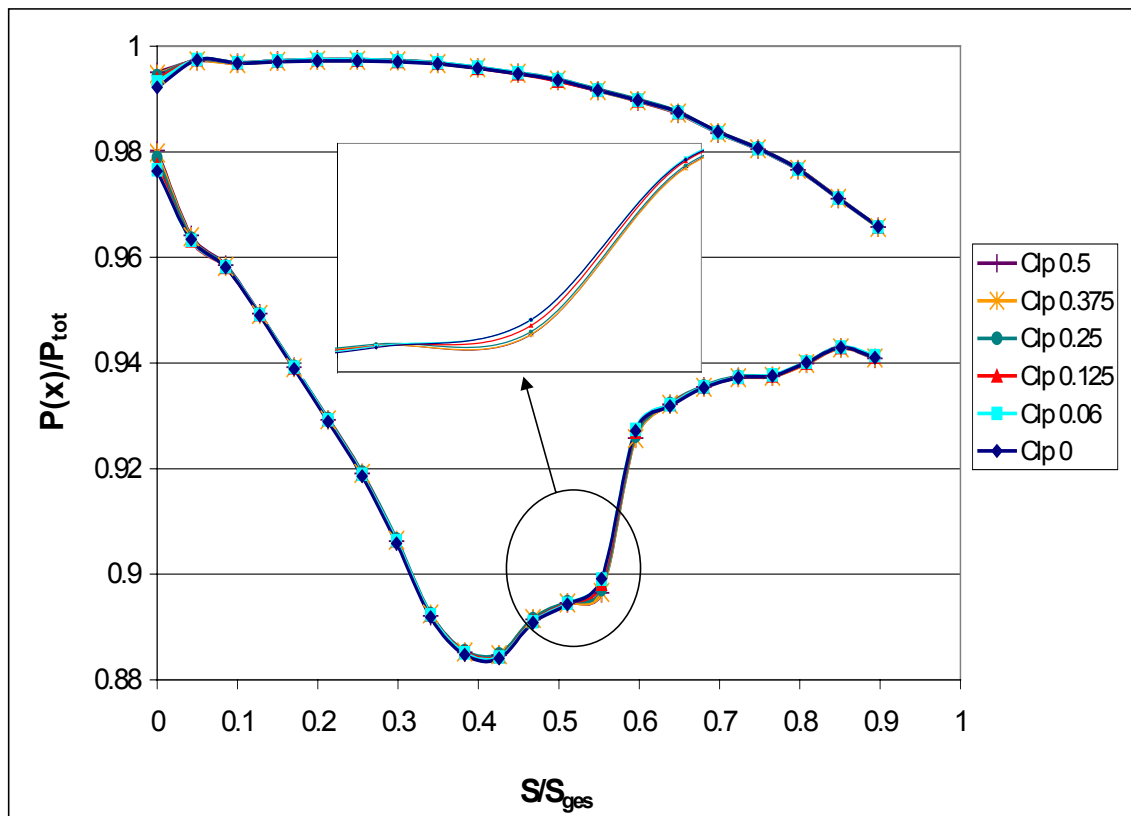
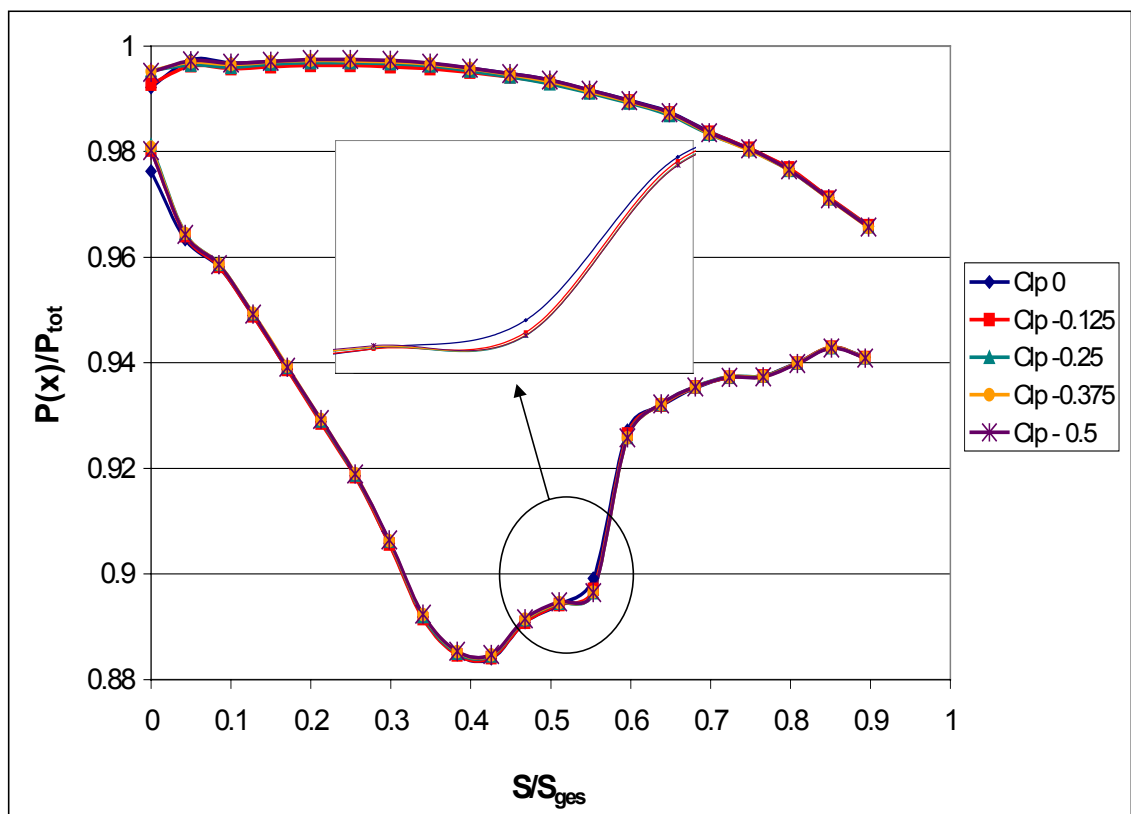
Für die Bestimmung des statischen Druckes auf der Oberfläche von Stator S2 wurden die in Kapitel 4.2.4 beschriebenen Cp-Schaufeln mit der dazugehörigen Druckmeßtechnik verwendet. In Abbildung 6.16 und Abbildung 6.17 sind die Cp-Verläufe am Stator S2 über  $S/S_{\text{ges}}$  für den Bauch- und Rückenstoß in Abhängigkeit von der Clockingposition aufgetragen.

Für den Rückenstoß in Abbildung 6.16 ist im Vorderkantenbereich eine Variation im Cp-Verlauf auf der Saug- und Druckseite zu erkennen, verursacht durch das unterschiedliche Auftreffen des S1\_sp-Nachlaufes. Die Druckseite zeigt im Vorderkantenbereich eine kurze Verzögerung und anschließend über die gesamte Oberfläche eine kontinuierliche Beschleunigung. Der Hinterkantenbereich ab  $S/S_{\text{ges}} = 0.9$  konnte nicht abgebildet werden, da dort auf Grund der immer dünner werdenden Schaufel keine Druckbohrungen platzierbar waren. Generell ist keine Abhängigkeit der statischen Druckverteilung auf der Druckseite von der Clockingposition zu erkennen, da der S1\_sp-Nachlauf für den Rückenstoß überwiegend mit der Saugseite interagiert.

Die Saugseite zeigt bis auf einen kleinen „Knick“ bei  $S/S_{\text{ges}} = 0.05$  eine starke Beschleunigung bis  $S/S_{\text{ges}} = 0.42$ . Ab diesem Punkt setzt die Verzögerung ein, und bei  $S/S_{\text{ges}} = 0.46$  formiert sich eine Ablöseblase, deutlich in einem Plateau im weiteren Verlauf zu erkennen. Zwischen  $S/S_{\text{ges}} = 0.55$  bis 0.6 legt sich die abgelöste Grenzschicht wieder an, gekennzeichnet durch einen starken Druckanstieg, der sich schließlich wieder dem potentialtheoretischen Verlauf annähert, vergl. Kapitel 2.3.3.

Von besonderem Interesse ist der Druckverlauf innerhalb der Ablöseblase. Dieser wurde deshalb noch einmal vergrößert in einem Bildausschnitt dargestellt. Hier ist zu erkennen, daß mit der Verlagerung des S1\_sp-Nachlaufes hin zum Staupunkt von Stator S2 der Druck kontinuierlich ansteigt, bis er schließlich für die Clockingpositionen Clp 0.06 und Clp 0 am größten wird. Dieser Druckanstieg deutet auf eine Verkürzung der Ablöseblase hin und ist ein Indiz für die Wechselwirkung des S1\_sp-Nachlaufes mit der Saugseite von Stator S2. Offensichtlich führt der erhöhte Turbulenzeintrag zu einer Verkürzung der Ablöseblase.

Für den Bauchstoß in Abbildung 6.17 zeigt der statische Druck nahezu den selben Verlauf wie für den Rückenstoß. Betrachtet man aber noch einmal den Ausschnitt der Ablöseblase, so ist deutlich zu erkennen, daß zwischen der Clockingposition Clp 0 und Clp -0.125 die Blasenlänge abrupt zunimmt und bis zur Clockingposition Clp -0.5 anschließend unverändert bleibt. Dies zeigt, daß es durch den druckseitig versetzten S1\_sp-Nachlauf nicht mehr zu einer Interaktion mit der Saugseite kommt, weshalb die Blasenlänge unverändert bleibt. Dies ist auch im Vorderkantenbereich der Saugseite erkennbar. Ab der Clockingposition Clp -0.125 bleibt der Verlauf hier unverändert. Der druckseitige Verlauf zeigt hingegen eine leichte Abhängigkeit von der Clockingposition, verursacht durch den druckseitig auftretenden S1\_sp-Nachlauf.


 Abbildung 6.16  $C_p$ -Verlauf am Stator S2 (Rückenstoß)

 Abbildung 6.17  $C_p$ -Verlauf am Stator S2 (Bauchstoß)

## 6.4 Oberflächenheißfilmmessungen am Stator S2

### 6.4.1 Vorgehensweise bei der Auswertung

Für die Oberflächenheißfilmmessungen wurden die vier mit Oberflächenheißfilmen bestückten S2-Schaufeln verwendet, vergl. Kapitel 4.4. In Abbildung 6.18 ist der Verlauf der relativen Wandschubspannung der Schaufeln „SS0“ und „SS1“ für die Clockingposition Clp 0.06 dargestellt. Der erste Heißfilmsensor der Schaufel SS0 liegt genau im geometrischen Staupunkt und der der Schaufel SS1 eine halbe Sensorteilung stromab versetzt. Dies wird an dem nach rechts versetzten Verlauf von SS1 deutlich. Die beiden Verläufe unterscheiden sich aber deutlich, obwohl die Messungen bei der gleichen Clockingposition durchgeführt wurden.

Dies kann beispielsweise durch einen Fehler bei der Bestimmung der E0-Spannung verursacht werden. Denn kommt es während der Messung der E0-Spannung zu einer Änderung der Lufttemperatur, werden falsche Bezugswerte dokumentiert. Wird anschließend die relative Wandschubspannung  $(E-E_0)/E_0$  berechnet, kann dies zu einem Offset führen. Da sich die beiden Schaufeln an unterschiedlichen Orten innerhalb der Meßstrecke befinden, können sich aber auch Ungleichförmigkeiten der Zuströmung auf die Strömung an der Schaufeloberfläche auswirken [49]. Eine solche Ungleichförmigkeit könnte anlagenbedingt sein, beispielsweise durch die radiale Einblasung der Luft in den Beruhigungsbehälter, vergl. Kapitel 3.4.3. Die Abweichung kann aber auch durch den Clocking-Effekt selbst entstehen. Bei der Auswertung der durchgeführten Messungen wurden sowohl systematische Abweichungen zwischen den unterschiedlichen Schaufeln beobachtet als auch Abweichungen in Abhängigkeit von der Clockingposition. Deshalb konnte nicht eindeutig festgestellt werden, welche der genannten Ursachen hier zutreffend sind. Möglicherweise kommt es zu einer Überlagerung der beiden genannten Einflüsse.

Die gestrichelte Linie zwischen den beiden Verläufen in Abbildung 6.18 ist die Verbindungslinie aller dargestellten Meßpunkte und verdeutlicht die Superposition der Meßergebnisse der beiden unterschiedlichen Schaufeln. Diese Superposition, die noch einmal in Abbildung 6.19 durch die durchgezogene Linie dargestellt ist, zeigt im hinteren Teil des Verlaufes eine periodische Schwingung, die formal durch die Superposition entsteht und keine Grenzschichteffekte darstellt. Um die Aussagekraft der superponierten Ergebnisse zu verbessern, wurde anschließend eine Glättung der Verläufe im vorderen Teil bis  $S/S_{ges} = 0.35$  und im hinteren Teil ab  $S/S_{ges} = 0.55$  durchgeführt. Dabei wurden jeweils zwei benachbarte Werte miteinander gemittelt, was in Abbildung 6.19 durch die gestrichelte Linie dargestellt ist. In Abbildung 6.20 und Abbildung 6.21 ist die Vorgehensweise für die RMS-Werte der Saugseite dargestellt. Die Vorgehensweise ist identisch mit der bei der relativen Wandschubspannung. Die Werte für die Druckseite wurden ab  $S/S_{ges} = 0.2$  für den gesamten Verlauf geglättet. Im Folgenden werden alle Verläufe der relativen Wandschubspannung und der RMS-Werte für die Druck- und Saugseite aus den Heißfilmmessungen superponiert und geglättet aufgetragen.

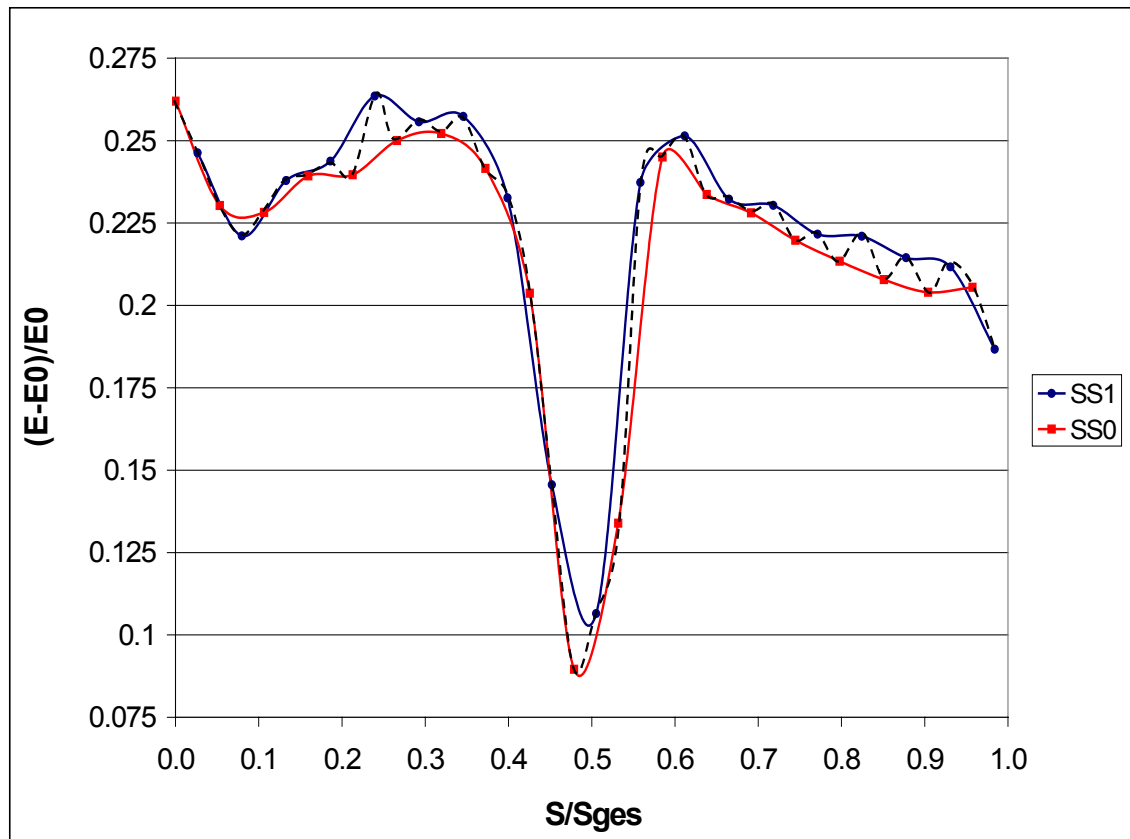


Abbildung 6.18 Superposition der relativen Wandschubspannung (Saugseite  $Cl_p$  0.06)

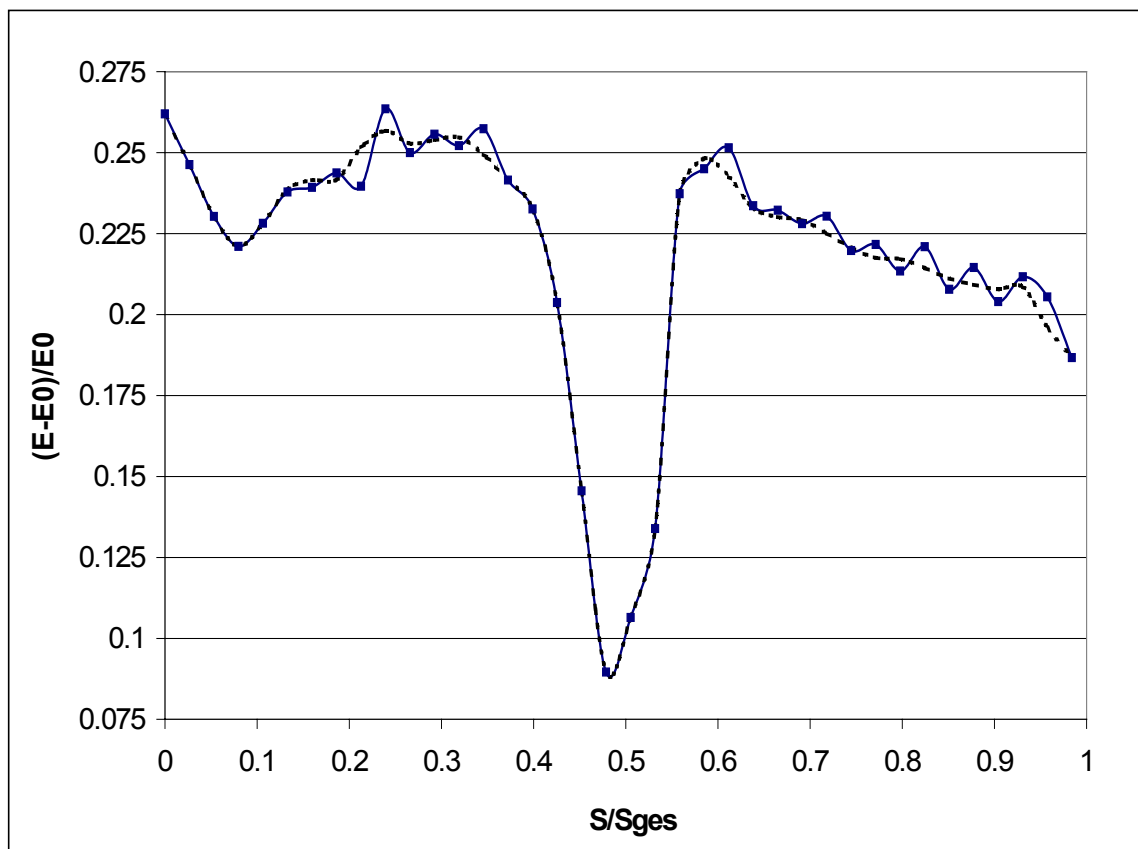


Abbildung 6.19 Glättung der superponierten relativen Wandschubspannung

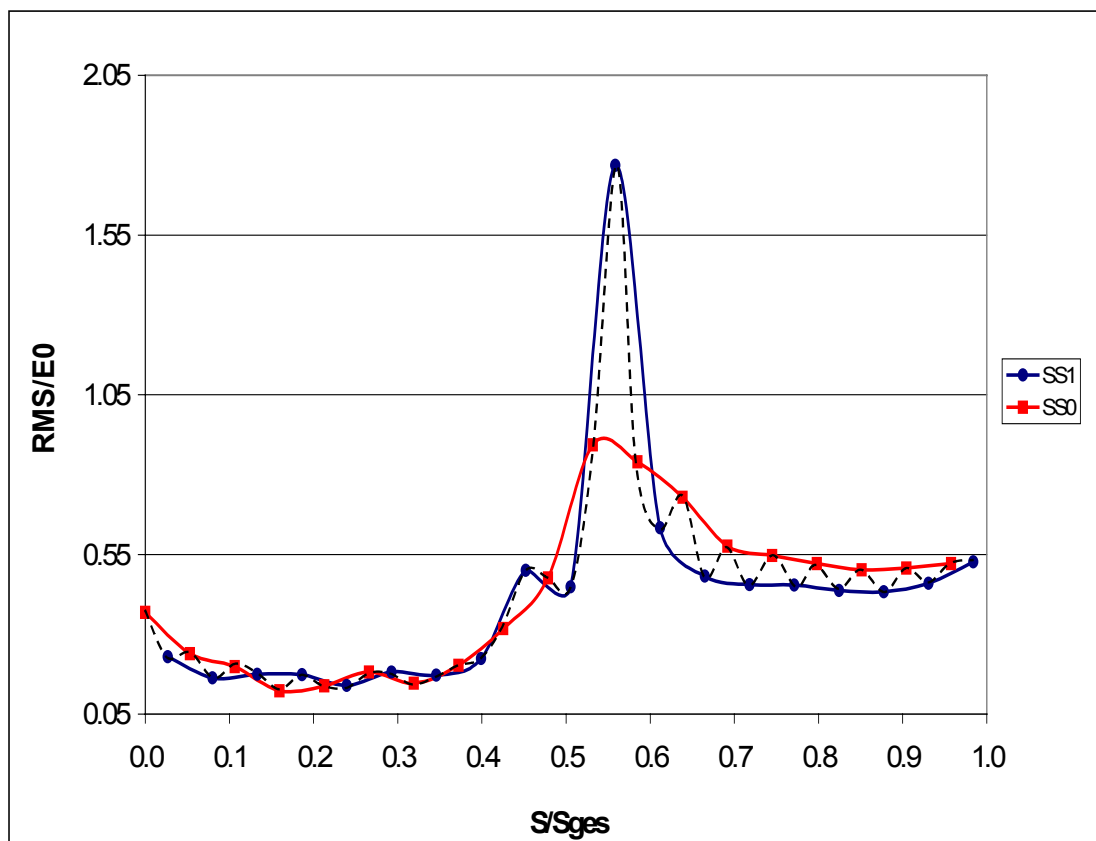


Abbildung 6.20 Superposition der RMS-Werte (Saugseite Clp 0.06)

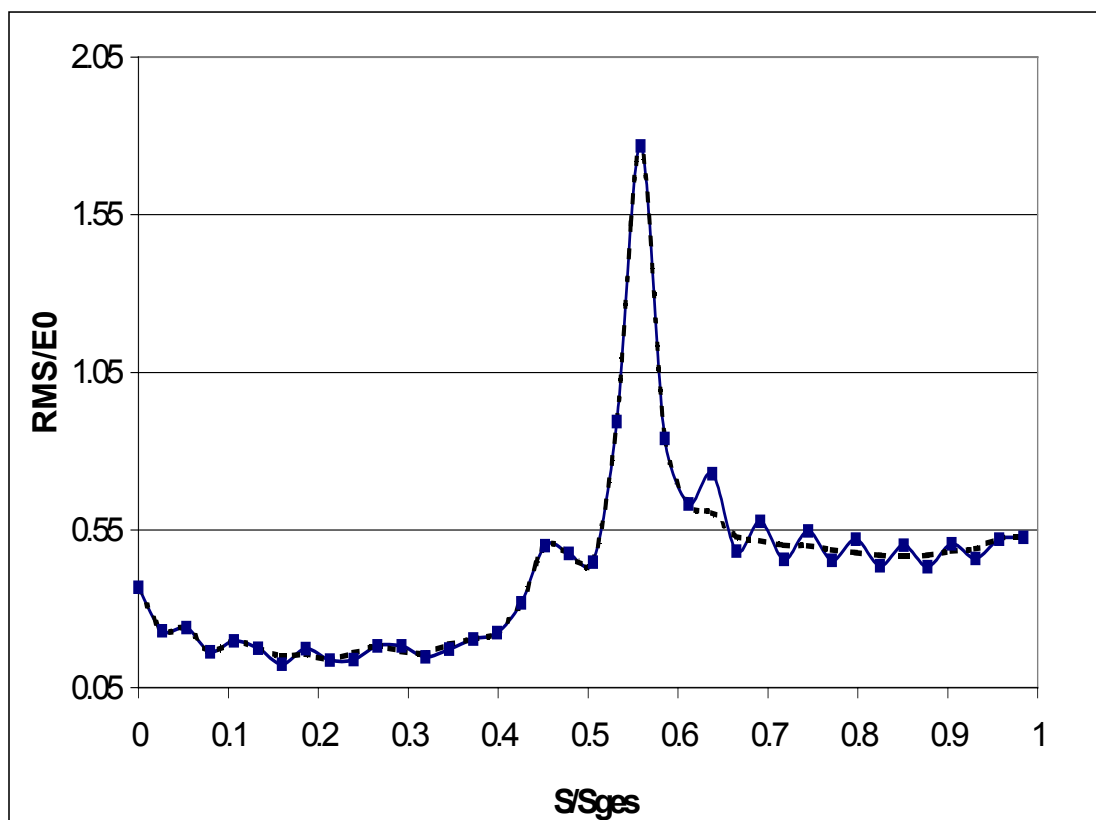


Abbildung 6.21 Glättung der superponierten RMS-Werte

### 6.4.2 Relative Wandschubspannung auf der Saugseite

In Abbildung 6.22 und Abbildung 6.23 ist die relative Wandschubspannung in Abhängigkeit von der Clockingposition für den Bauch- und Rückenstoß aufgetragen. Auffällig ist, daß der Gesamtverlauf keine großen Änderungen in Abhängigkeit von der Clockingposition zeigt. Im vorderen Bereich der Schaufel sinkt die Wandschubspannung bis etwa  $S/S_{ges} = 0.1$ , da stromab vom Staupunkt zunächst die Grenzschichtdicke wächst und sich der Geschwindigkeitsgradient an der Wand verkleinert.

Die anhaltend große Beschleunigung führt im Folgenden zu einer Verkleinerung der Grenzschichtdicke, wodurch sich der Geschwindigkeitsgradient an der Wand vergrößert und die Wandschubspannung kontinuierlich zunimmt. Im Bereich von  $S/S_{ges} = 0.38$  wächst die Grenzschichtdicke schneller, als sie durch die Beschleunigung dünner wird, was mit einem starken Abfall der Wandschubspannung einhergeht. Bei  $S/S_{ges} = 0.49$  kommt es zu einem Minimum in der relativen Wandschubspannung. Dies zeigt den Beginn der Ablösung an. Die beiden nachfolgenden Meßpunkte bei  $S/S_{ges} = 0.51$  und  $S/S_{ges} = 0.54$  sind kritisch zu bewerten. Eigentlich müßte die Wandschubspannung in diesem Bereich null oder sogar negativ sein. Da der Sensor aber negative Spannungen nicht messen kann, können diese beiden Punkte durchaus auch kleiner als das Minimum bei  $S/S_{ges} = 0.49$  sein. Fest steht jedoch, daß sich hier der Bereich der Ablöseblase befindet und der steile Anstieg weiter stromab das Wiederanlegen der abgelösten Scherschicht anzeigt. Nach der Transition nimmt die Grenzschichtdicke im Bereich der verzögerten Strömung kontinuierlich zu, was sich in einer Abnahme der Wandschubspannung bis zur Hinterkante bemerkbar macht.

Im Bereich des Wiederanstieges für den Rückenstoß in Abbildung 6.22 zwischen  $S/S_{ges}=0.55$  und  $0.6$  zeigt sich eine kontinuierliche Zunahme der Wandschubspannung mit zunehmender Verlagerung des S1\_sp-Nachlaufes in Richtung der Vorderkante von Stator S2. Dies läßt auf eine Verkürzung der Ablöseblase schließen, was auch schon in den Cp-Verläufen beobachtet worden ist. Damit wird bestätigt, daß sich durch eine Wechselwirkung der saugseitigen Grenzschicht mit dem S1\_sp-Nachlauf die Ablöseblase verkürzt. Das gleiche Bild zeigt sich auch für den Bauchstoß in Abbildung 6.23.

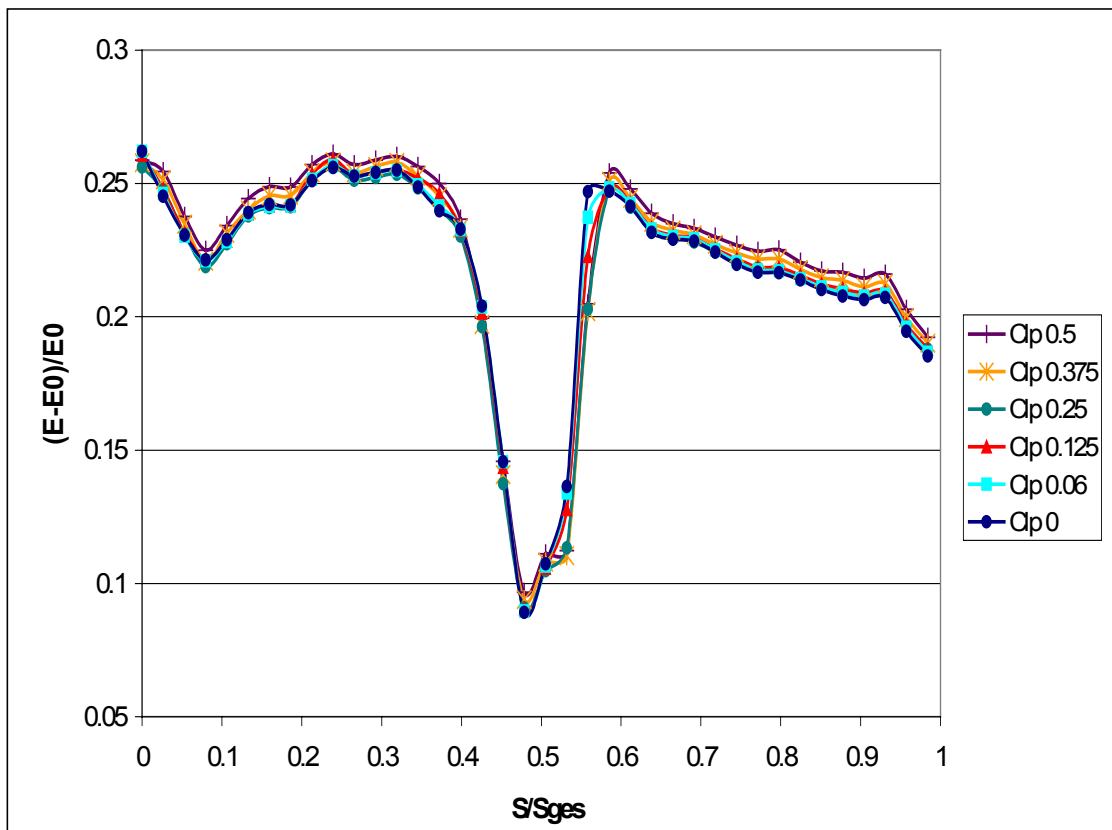


Abbildung 6.22 Relative Wandschubspannung Saugseite (Rückenstoß) (S2)

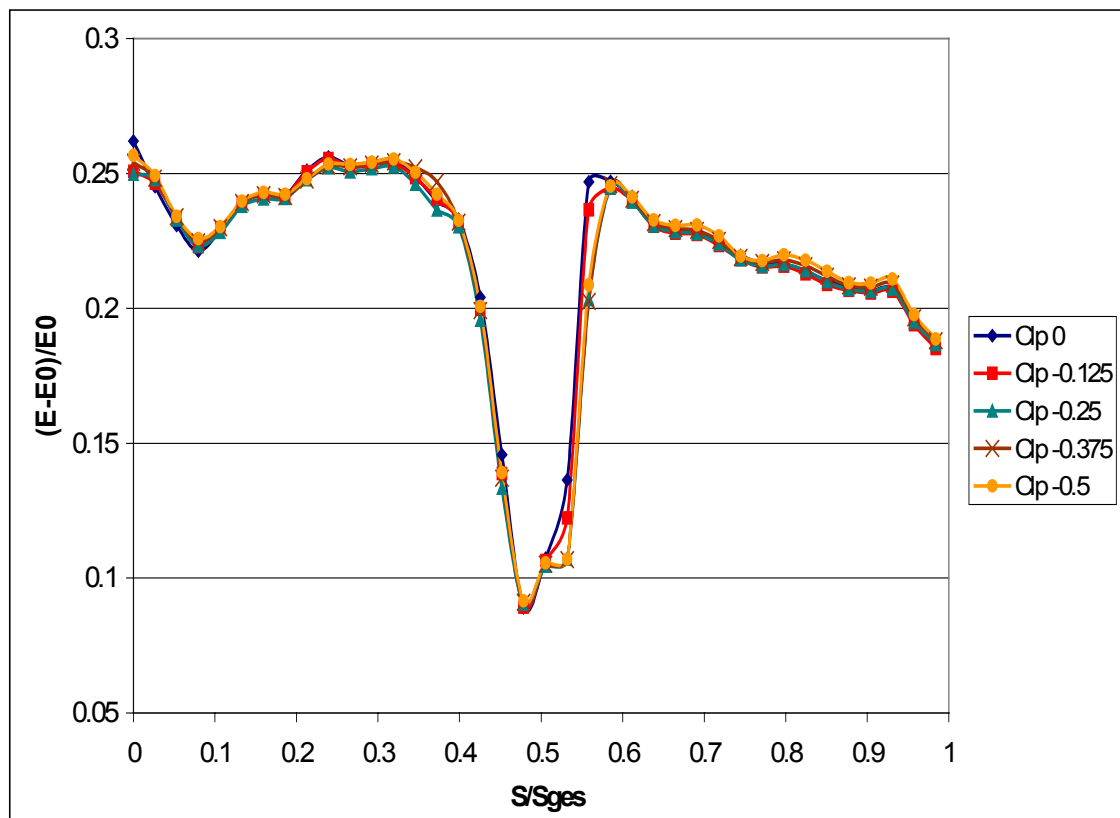


Abbildung 6.23 Relative Wandschubspannung Saugseite (Bauchstoß) (S2)

### 6.4.3 RMS-Werte auf der Saugseite

In Abbildung 6.24 und Abbildung 6.25 sind die bezogenen RMS-Verläufe für den Rücken- und Bauchstoß dargestellt. Wie bei den Verläufen der relativen Wandschubspannung ist auch hier keine signifikante Änderung der RMS-Werte in Abhängigkeit von der Clockingposition zu erkennen. Direkt an der Vorderkante ist eine leichte Erhöhung zu sehen, verursacht durch Störungen, die von der Außenturbulenz der Zuströmung in die Grenzschicht eingetragen werden. Im weiteren Verlauf stromab vom Staupunkt werden diese Schwankungen weggedämpft.

Die niedrigen RMS-Werte bis  $S/S_{\text{ges}} = 0.4$  weisen auf eine laminare Grenzschicht hin, was sich später auch in den FFT-Signalen und der Intermittenz bestätigt. Danach steigt die Kurve bis zu einem ersten Maximum bei  $S/S_{\text{ges}} = 0.45$  steil an und fällt anschließend vor dem zweiten Maximum noch einmal leicht ab. Dieses erste Maximum entsteht durch das in Kapitel 2 beschriebene „bubble breathing“ der sich ablösenden Scherschicht. Der leichte Abfall der RMS-Werte zwischen den beiden Maxima entsteht durch das Totwassergebiet innerhalb der Ablöseblase, das sich durch niedrige Schwankungen auszeichnet. Danach steigt der RMS-Wert sprunghaft bei etwa  $S/S_{\text{ges}} = 0.56$  an, bis er das zweite Maximum erreicht. Dieser Punkt kennzeichnet die größte Wechselwirkung des Totwassergebietes innerhalb der Ablöseblase mit den stark fluktuierenden Kelvin-Helmoltz-Wirbeln der abgelösten Scherschicht. Dieser Bereich korreliert mit dem starken Druckanstieg des  $C_p$ -Verlaufes in Abbildung 6.17 und zeigt in den FFT-Signalen aus Kapitel 6.4.6 ein ausgeprägtes Amplitudenspektrum. Nach dem Maximum fällt der Verlauf bis zum Wiederanlegepunkt bei  $S/S_{\text{ges}} = 0.6$  steil ab und erreicht bei  $S/S_{\text{ges}} = 0.65$  seinen Endwert, der bis zur Hinterkante etwa konstant bleibt. Die RMS-Werte nach der Transition sind um ein Vielfaches höher als im laminaren Teil davor, was auf eine turbulente Grenzschicht hindeutet.



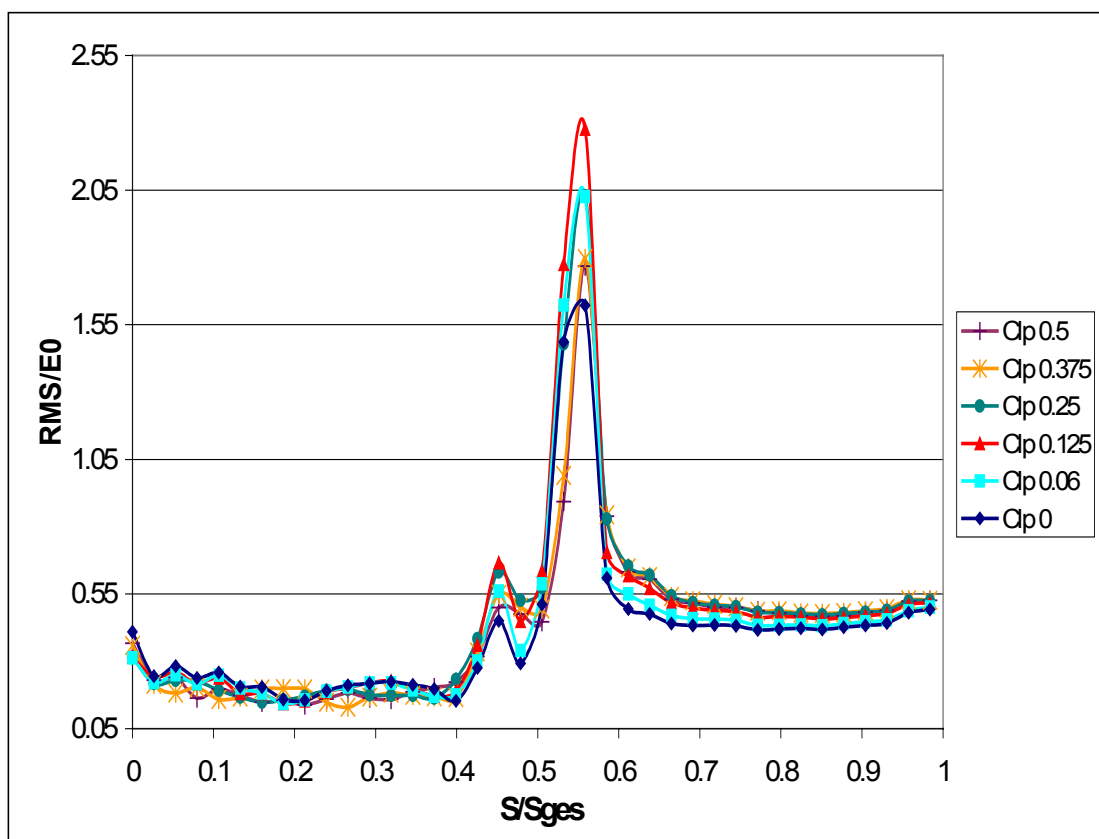


Abbildung 6.24 Bezogene RMS-Werte Saugseite (Rückenstoß) (S2)

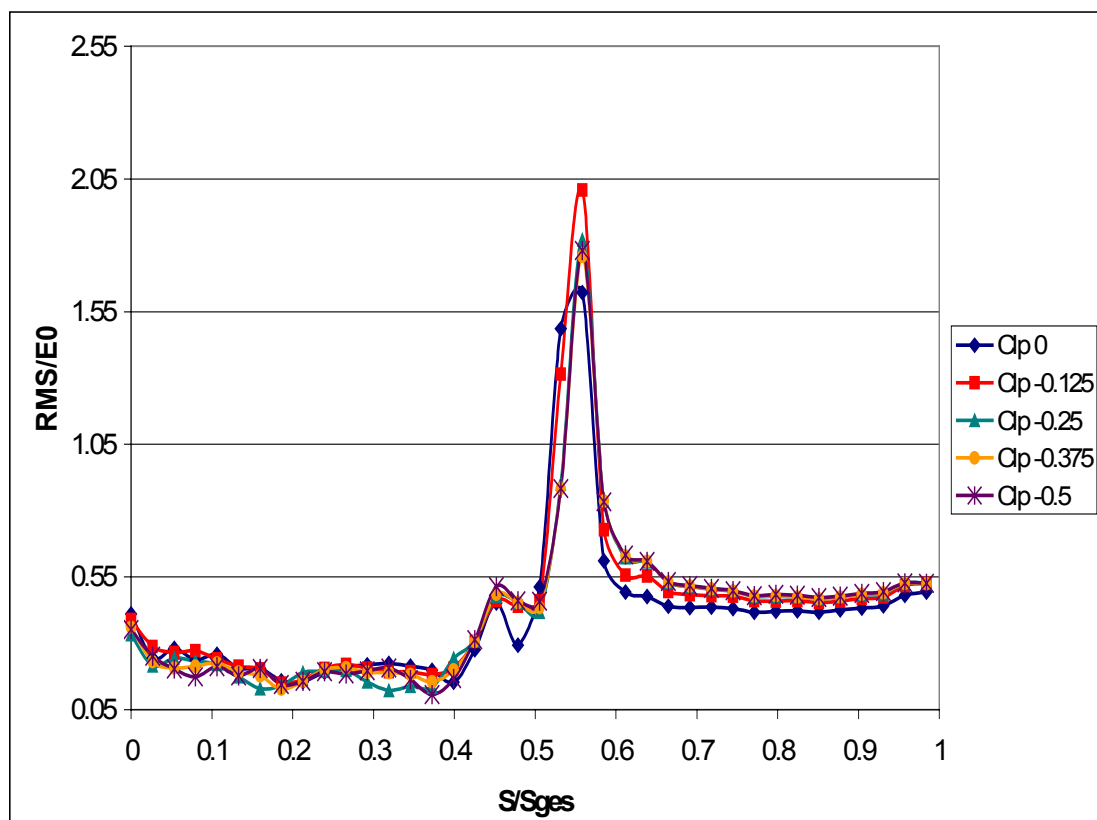


Abbildung 6.25 Bezogene RMS-Werte Saugseite (Bauchstoß) (S2)

#### 6.4.4 Relative Wandschubspannung auf der Druckseite

In Abbildung 6.26 ist die relative Wandschubspannung exemplarisch für den Rückenstoß in Abhängigkeit von der Clockingposition aufgetragen. Es zeigt sich auch hier, daß der Gesamtverlauf keine großen Änderungen über der Clockingposition aufweist. Im vorderen Bereich der Schaufel sinkt die Wandschubspannung bis etwa  $S/S_{\text{ges}} = 0.2$ , da stromab vom Staupunkt zunächst die Grenzschichtdicke wächst und sich somit der Geschwindigkeitsgradient an der Wand verkleinert. Der Abfall ist allerdings sehr groß, und vergleicht man ihn beispielsweise mit dem Verlauf der relativen Wandschubspannung für die Saugseite in Abbildung 6.22, dann erreicht er fast Werte, die in der Größenordnung der Ablösung liegen. Die Gründe für dieses starke Absinken hängen mit dem Druckverlauf zusammen. Der  $C_p$ -Verlauf in Abbildung 6.16 zeigt einen positiven Druckgradienten im Vorderkantenbereich der Druckseite, was das Grenzschichtwachstum verstärkt und die Wandschubspannung absenkt. Der Wiederanstieg, der sich bis zur Hinterkante erstreckt, wird durch die kontinuierliche Beschleunigung und die daraus resultierende Verkleinerung der Grenzschichtdicke mit einer Vergrößerung des Geschwindigkeitsgradienten an der Wand verursacht.

Vergleicht man den Verlauf der relativen Wandschubspannung auf der Druckseite mit dem laminaren Bereich der relativen Wandschubspannung der Saugseite in Abbildung 6.22, so ist eine Ähnlichkeit festzustellen. Des Weiteren deutet im Verlauf auf der Druckseite nichts auf eine Transition hin, weshalb bereits an dieser Stelle vermutet werden kann, daß die Grenzschicht auf der Druckseite laminar bleibt.

#### 6.4.5 RMS-Werte auf der Druckseite

In Abbildung 6.27 sind die bezogenen RMS-Verläufe exemplarisch für den Rückenstoß dargestellt. Es zeigt sich analog zur relativen Wandschubspannung, daß der Gesamtverlauf keine großen Änderungen in Abhängigkeit von der Clockingposition aufweist. Unterschiede zeigen sich lediglich im Bereich der Vorderkante bei den Clockingpositionen  $Clp\ 0.06$  und  $Clp\ 0$ . Die leicht erhöhten RMS-Werte zeigen den verstärkten Turbulenzeintrag aus dem  $S1_{\text{sp}}$ -Nachlauf in die Grenzschicht der Druckseite.

Käme es an irgend einer Stelle auf der Druckseite zur Transition, würden die RMS-Werte kurzzeitig sehr stark ansteigen, was aber nicht der Fall ist. Vielmehr sind die Werte über dem Verlauf der Druckseite durchgängig sehr niedrig. Das weist wieder darauf hin, daß die Grenzschicht laminar bleibt.

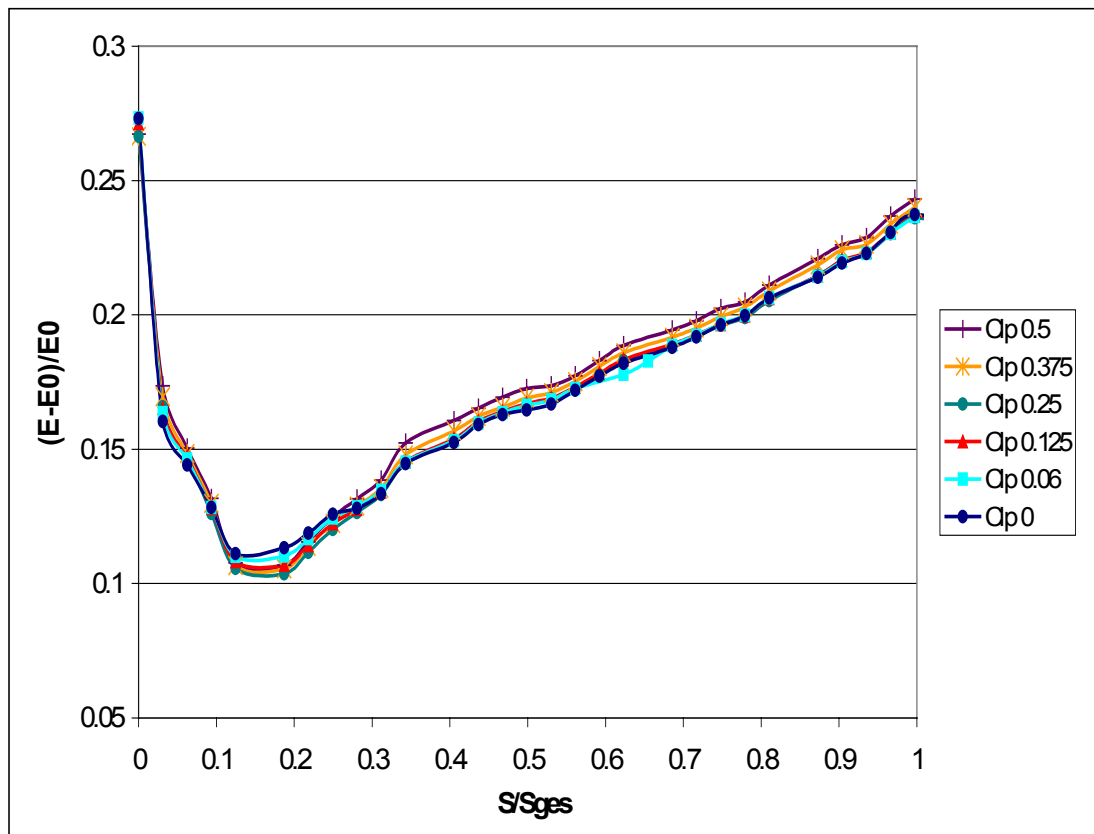


Abbildung 6.26 Relative Wandschubspannung Druckseite (Rückenstoß) (S2)

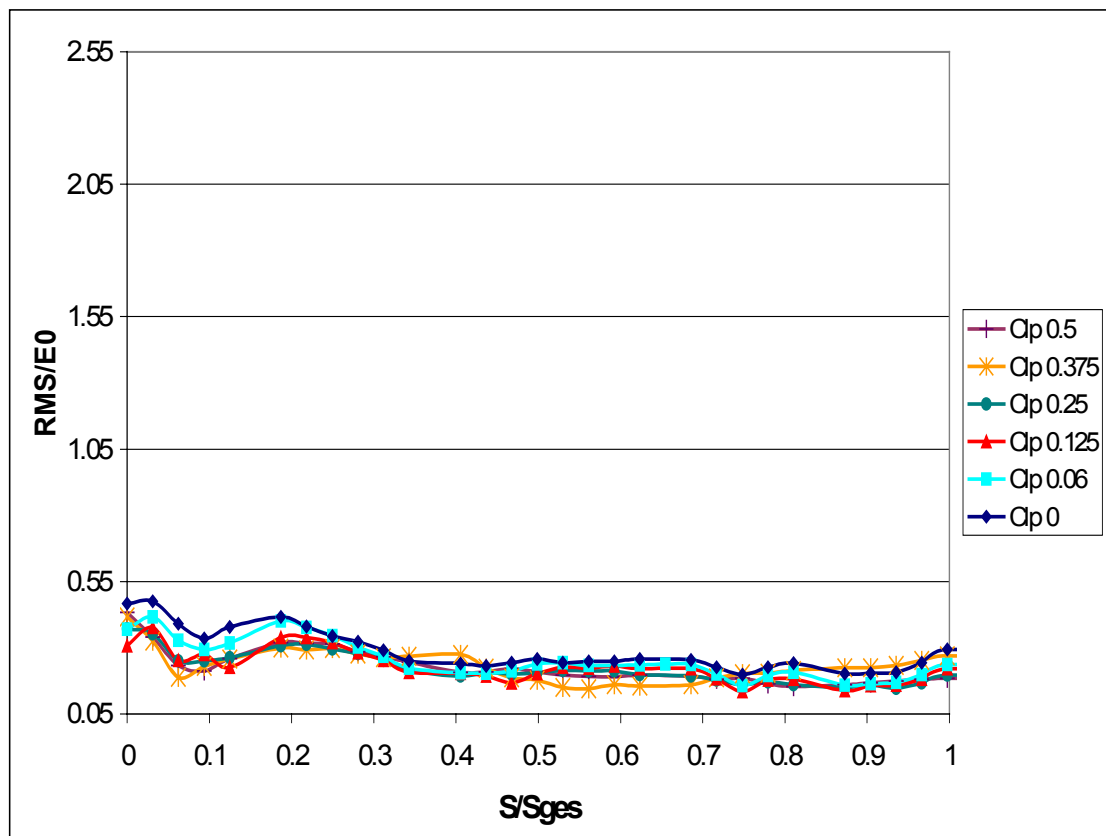


Abbildung 6.27 Bezogene RMS-Werte Druckseite (Rückenstoß) (S2)

#### 6.4.6 FFT Saugseite

Das Ziel der FFT ist die Analyse des Amplituden-Frequenzspektrums der Grenzschichtströmung. An Hand der Frequenzspektren lassen sich einfach laminare und turbulente Strömungszustände von einander unterscheiden. Turbulente Strömungen besitzen ein breitbandiges, kontinuierliches Frequenzspektrum, deren Amplituden erst bei sehr hohen Frequenzen abfallen. Laminare Strömungen hingegen zeigen bereits bei niedrigen Frequenz einen starken Amplitudenabfall. Zudem lassen sich beispielsweise durch Überhöhungen im Frequenzspektrum gut Ablöseblasen und andere dynamische Vorgänge identifizieren, wie beispielsweise instationäre Nachläufe [26].

In Abbildung 6.28 und Abbildung 6.29 ist exemplarisch das Amplituden-Frequenzspektrum ausgewählter Sensoren für die Saugseite bei der Clockingposition Clp 0.06 dargestellt. Die Zuordnung der Sensornummern wird aus dem RMS-Verlauf der Clockingposition Clp 0.06 in Abbildung 6.29 unten rechts ersichtlich.

Sensor 3 befindet sich im laminaren Bereich der Vorderkante und zeigt im gesamten Frequenzbereich sehr kleine Amplituden, die erst bei Werten unter 1000 Hz ansteigen.

Im weiteren Verlauf der Schaufel stromab nehmen die Amplituden bei niedrigen Frequenzen zu, und bei Sensor 18 zeigen sich ausgeprägte Amplituden bei 800 bis 1000 Hz. Diese Amplitudenüberhöhung ist auf das „bubble breathing“ zurückzuführen, das sich durch periodische Fluktuationen der gerade abgelösten Scherschicht stromauf bemerkbar macht. Anschließend kommt es bei Sensor 19 zu einem Abfall der Amplituden. Dieser Sensor liegt innerhalb des Totwassergebietes im vorderen Teil der Ablöseblase, wo nur geringe Fluktuationen auftreten, vergl. Kapitel 2.3.3.

Die darauffolgenden Sensoren 20, 21, 22 befinden sich im Transitionsgebiet und zeigen deutlich die Wechselwirkung der abgelösten Scherschicht oberhalb der Blase mit dem Totwassergebiet innerhalb der Blase. Im Amplituden-Frequenzspektrum von Sensor 20 sind deutlich ausgeprägte Amplituden bei etwa 1500 bis 2000 Hz zu erkennen, die sich bei Sensor 21 auf Frequenzen von 3500 bis 4000 Hz aufgeweitet haben. Dies deutet auf die Anfachung von Störungen in der transitionellen Grenzschicht bis hin zur Bildung der Kelvin-Helmoltz-Wirbeln hin. Bereits bei Sensor 23 fallen die Amplituden wieder stark ab und zeigen konstante Amplituden über den gesamten Frequenzbereich bis 10000 Hz. Es fällt auf, daß die Amplituden von Sensor 24 im Vergleich zu den Amplituden von Sensor 3 aus dem laminaren Bereich der Schaufel einen zwei- bis dreifach höheren Wert haben. Dies deutet gemeinsam mit dem konstanten Amplituden-Frequenzspektrum auf eine turbulente Grenzschicht stromab der Transition hin.

Stromab bis Sensor 37 fallen die Amplituden vor allem im oberen Frequenzbereich kontinuierlich ab, was auf die Schubspannungen in der Grenzschicht zurückzuführen ist. Durch die viskose Reibung in Wandnähe werden kleinskalige turbulente Schwankungen in Wärme dissipiert, wodurch die Amplituden der hochfrequenten Schwankungen kontinuierlich abneh-

men. Eine andere mögliche Erklärung wäre eine zunehmende Dämpfung der turbulenten Schwankungen durch die viskose Unterschicht. Arbeiten von Solomon [63] oder auch Haueisen [26] haben gezeigt, daß turbulente Wandschubspannungsschwankungen, die von Heißfilmsensoren an der Wand gemessen werden, im Vergleich zu Turbulenzmessungen mit Hilfe eines Hitzdrahtes außerhalb der laminaren Unterschicht einen niedrigeren Wert anzeigen. Da stromab der Transition die Grenzschichtdicke stetig zunimmt, nimmt auch die laminare Unterschicht in ihrer Dicke zu [46]. Durch diese Dickenzunahme wird sich die Dämpfungswirkung verstärken, weshalb die Amplituden in Wandnähe kontinuierlich zurück gehen.

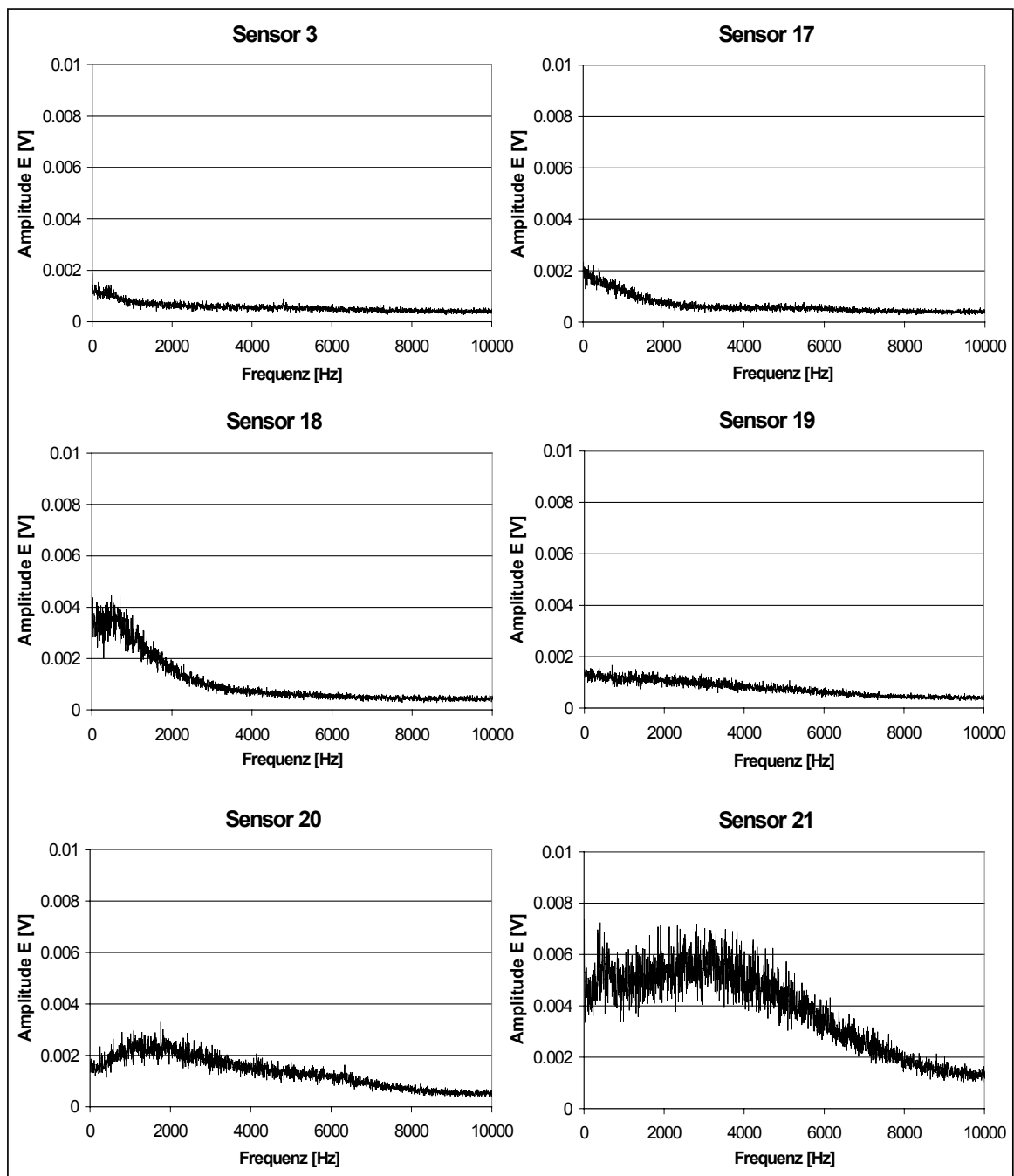


Abbildung 6.28

FFT Saugseite / Clp 0.06 / Teil 1 / S2

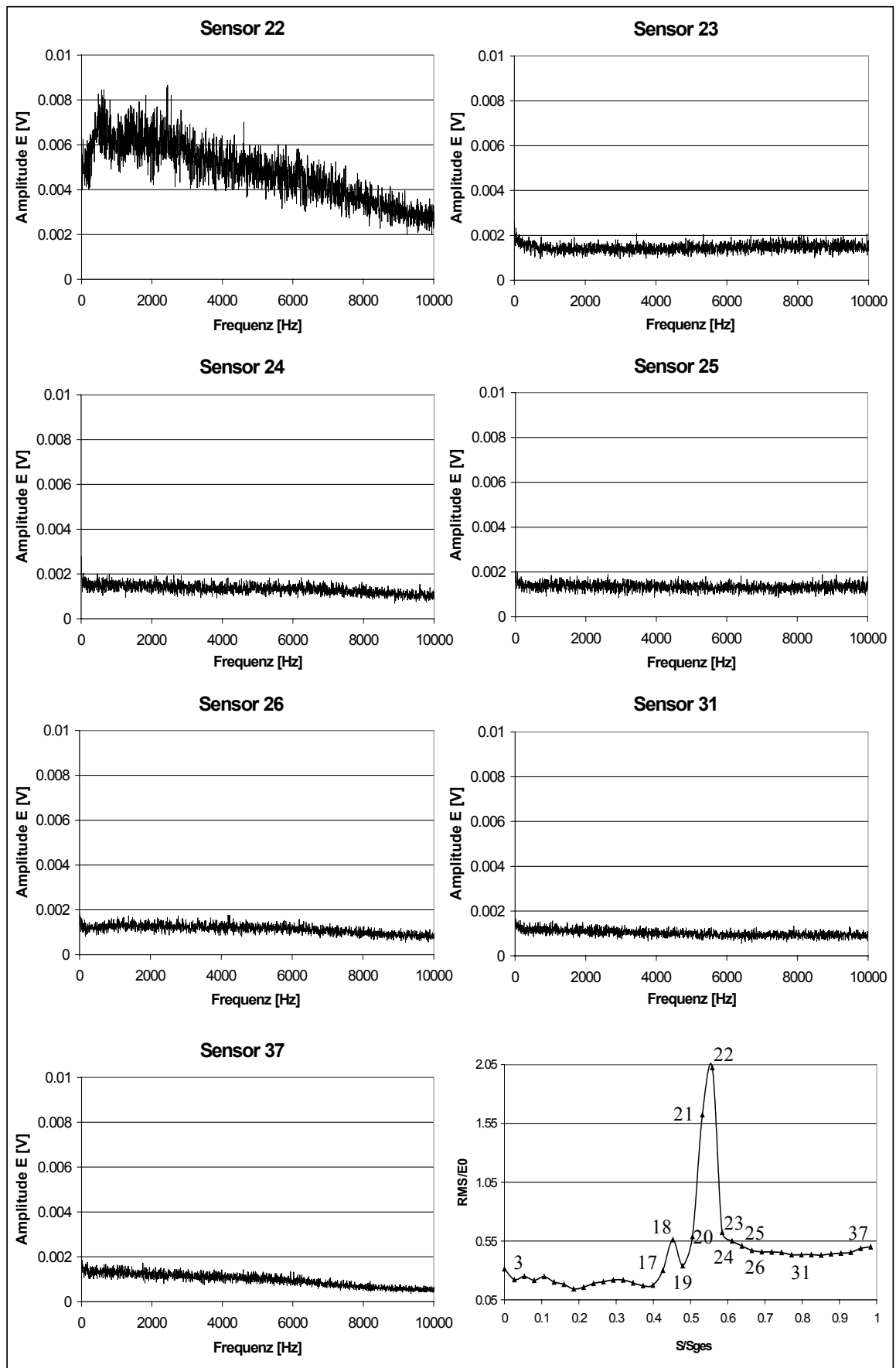


Abbildung 6.29

FFT Saugseite / Clp 0.06 / Teil 2 / S2

### 6.4.7 FFT Druckseite

In Abbildung 6.30 ist das Amplituden-Frequenzspektrum ausgewählter Sensoren entlang der Schaufeloberfläche für die Clockingposition Clp 0.06 dargestellt und im Bild unten rechts ist der dazugehörige RMS-Verlauf abgebildet.

Alle Sensoren zeigen einen ähnlichen Verlauf wie Sensor 3 aus dem laminaren Bereich der Saugseite in Abbildung 6.28. Dies ist ein weiterer Hinweis darauf, daß die druckseitige Grenzschicht über der gesamten Schaufeloberfläche hinweg laminar ist. Die Amplituden der Sensoren zeigen auch hier stromab eine stetige Abnahme, was auch hier auf die dämpfende Wirkung der Wandschubspannungen zurückzuführen ist.

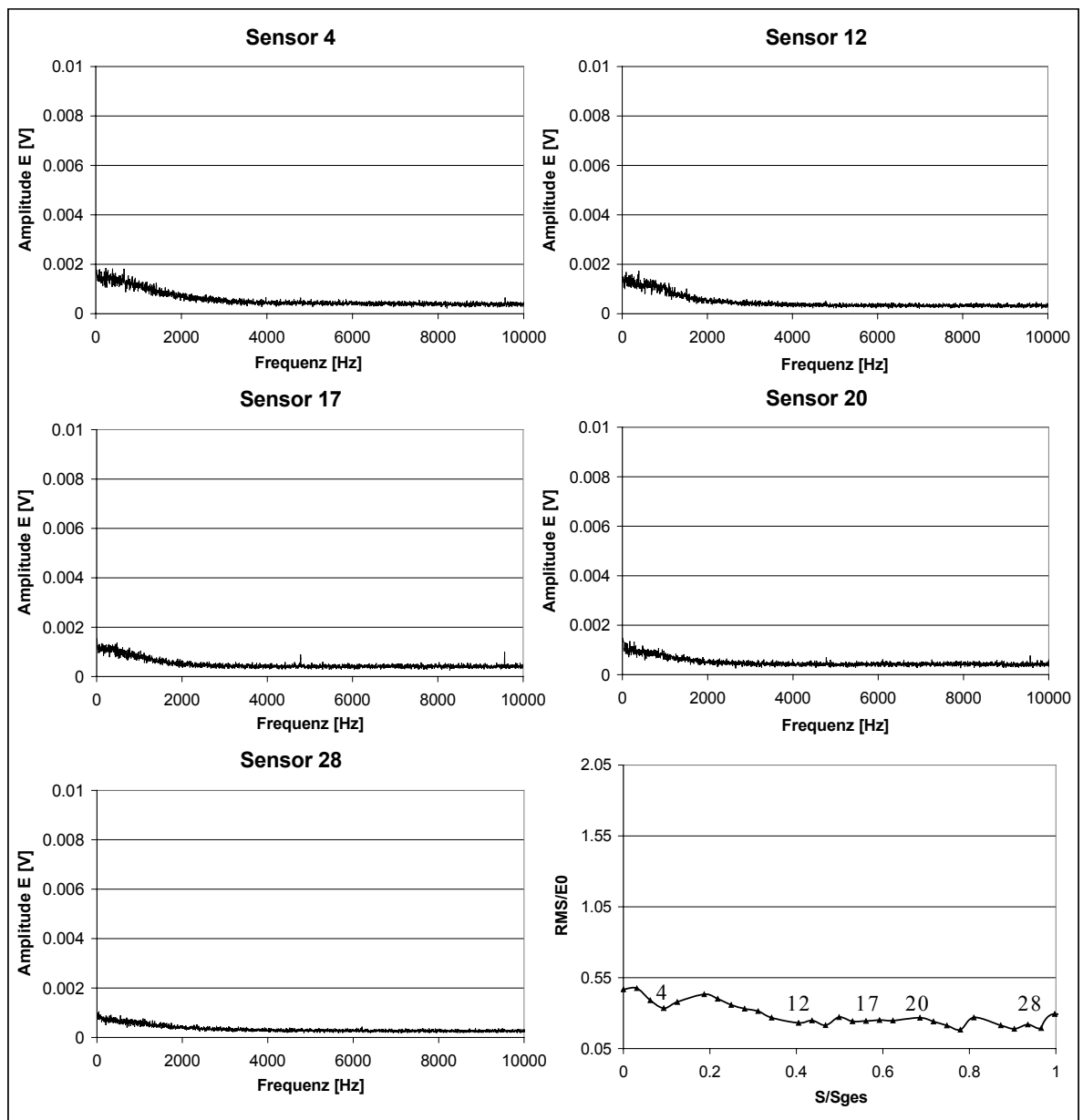


Abbildung 6.30

FFT Druckseite / Clp 0.06 / S2

#### 6.4.8 Intermittenzverläufe der Saugseite

In Abbildung 6.31 und Abbildung 6.32 sind die Intermittenzverläufe für den Rücken- und Bauchstoß dargestellt. Das Berechnungsverfahren für die Intermittenz ist in Kapitel 4.4.2 ausführlich beschrieben. Für die Berechnung des Schwellenwertes  $G$  wurde ein Sensor aus dem laminaren Bereich bei  $S/S_{\text{ges}}=0.1$  ausgewählt.

Beide Abbildungen zeigen im Bereich vor der Transition Intermittenzwerte, die nahe bei „null“ liegen. Dies bestätigt die bereits gemachte Beobachtung, daß es sich hier um eine laminare Grenzschicht handelt. Im weiteren Verlauf steigen die Intermittenzwerte zwischen  $S/S_{\text{ges}} = 0.45$  und  $0.5$  steil an, bis sie schließlich den Wert „eins“ erreichen. Dieser steile Anstieg zeigt den Beginn der Transition an und korreliert sehr gut mit den RMS-Verläufen in Abbildung 6.24.

Nach der Transition nehmen die Intermittenzwerte wieder ab, wobei zwei unterschiedliche Effekte zu beobachten sind. Allen Verläufen ist ein kontinuierlicher Abfall bis zur Hinterkante gemeinsam, der nahezu unabhängig von der Clockingposition ist. Diese Intermittenzabnahme ist auf die dämpfende Wirkung der Wandschubspannung zurückzuführen, wie dies auch der Amplitudenabfall der FFT-Signale gezeigt hat. Weiter ist zwischen den einzelnen Verläufen ein Intermittenzabfall zu erkennen, der mit zunehmender Wechselwirkung des  $S1_{\text{sp}}$ -Nachlaufes mit der Saugseite von Stator S2 größer wird. Dieses Verhalten korreliert mit der insgesamt abnehmenden integralen Turbulenz im Nachlauf von Stator S2 in Abbildung 6.15. Wie dort bereits bemerkt, nimmt die Turbulenzproduktion in Abhängigkeit der Clockingposition ab, was sich auch in den turbulenten Schwankungen in Wandnähe zeigen sollte. Außerdem bestätigen die Intermittenzverläufe, daß sich das Transitionsverhalten der saugseitigen Grenzschicht nicht verändert, was schon die  $C_p$ -Verläufe und die bezogenen RMS-Verläufe gezeigt haben.

#### 6.4.9 Intermittenzverläufe der Druckseite

In Abbildung 6.33 ist der Intermittenzverlauf exemplarisch für den Bauchstoß dargestellt. Für die Bestimmung des Schwellenwertes  $G$  wurde ebenfalls ein Sensor aus dem Bereich von  $S/S_{\text{ges}}=0.1$  ausgewählt.

Der Verlauf zeigt bis zur Hinterkante Werte um null an und bestätigt damit die Beobachtung, daß die Grenzschicht auf der Druckseite über die gesamte Lauflänge laminar bleibt. Auffällig sind lediglich die leicht erhöhten Intermittenzwerte direkt an der Vorderkante, die bereits kurz danach stromab auf null abfallen. Dieser Verlauf zeigt die aus der Außenströmung eingebrachten Störungen, die kurz darauf in der Grenzschicht weggedämpft werden.



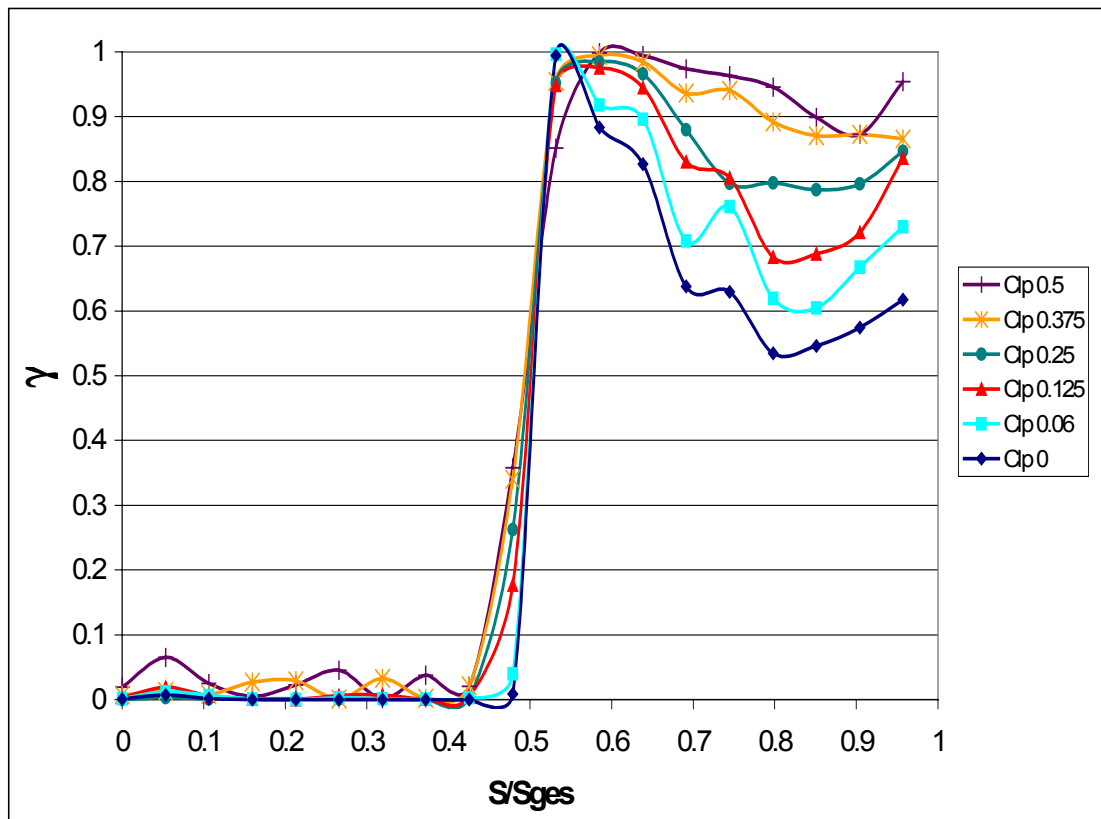


Abbildung 6.31 Intermittenzverteilung auf der Saugseite (Rückenstoß) (S2)

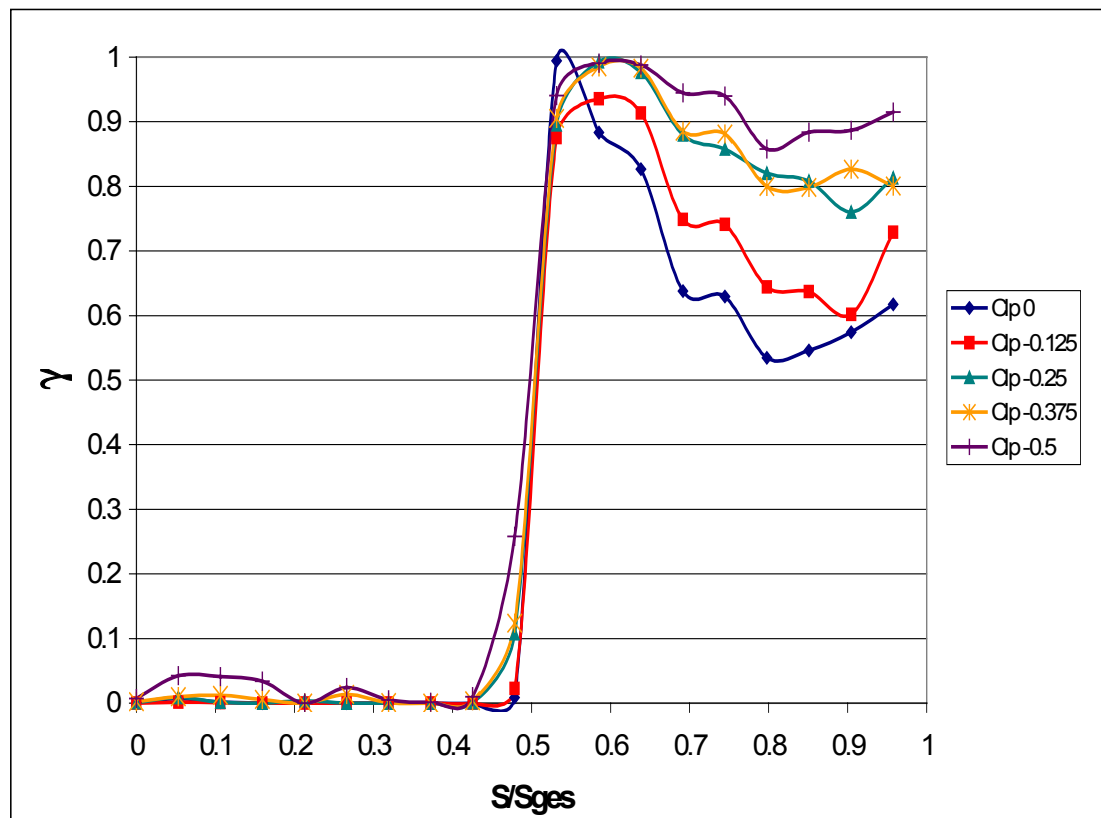


Abbildung 6.32 Intermittenzverteilung auf der Saugseite (Bauchstoß) (S2)

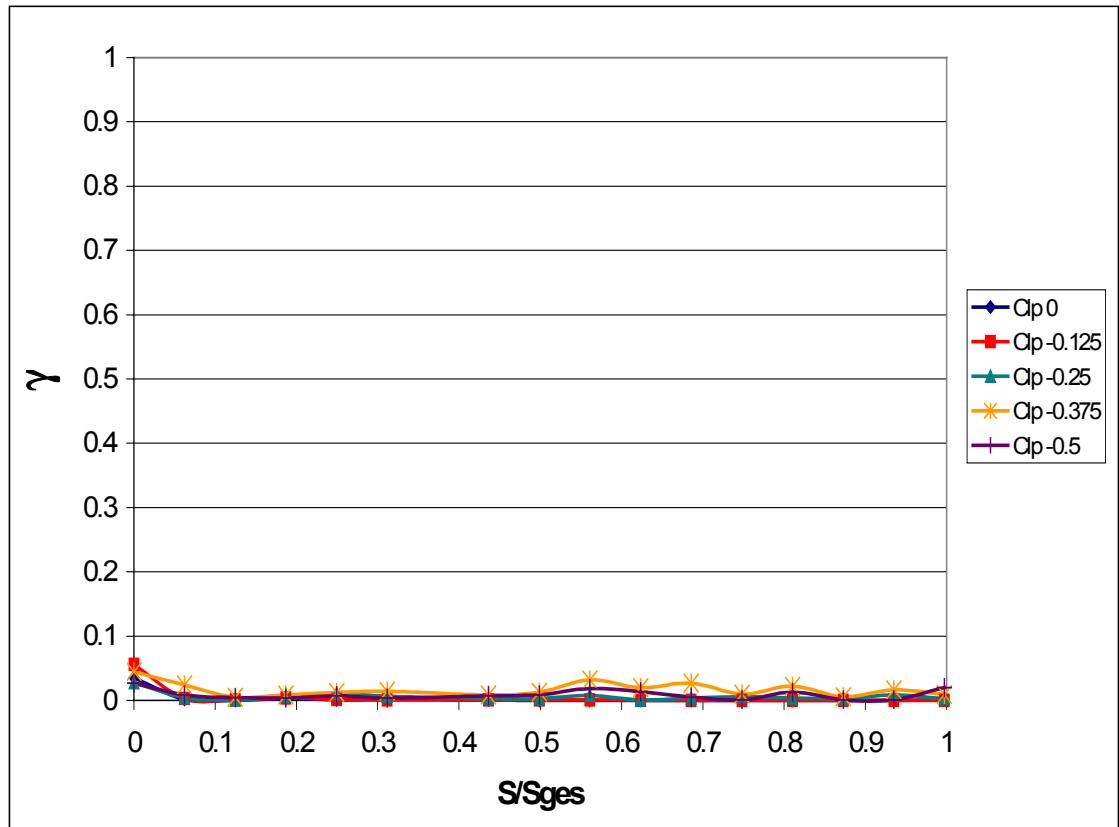


Abbildung 6.33 Intermittenzverteilung auf der Druckseite (Bauchstoß) (S2)

#### 6.4.10 Amplitudenhäufigkeitsverteilung der Saugseite

Um die Aussagekraft der Intermittenzberechnungen zu stützen, wurde zusätzlich die Amplitudenhäufigkeit (AHV) berechnet, die in Abbildung 6.34 exemplarisch für die Clockingposition Clp 0.5 dargestellt ist. Eine Beschreibung der AHV befindet sich in Kapitel 4.4.2. Die Ordinate gibt die Häufigkeit der Amplituden  $f(a)$  und die Abszisse die normierte Amplitude  $a$  an. Für die Berechnung der normierten Amplitude  $a$  wurde das Zeitsignal in  $n = 50$  Einheiten unterteilt, vergl. Kapitel 4.4.2. Die schwarz gestrichelte Verteilung, die als „laminar“ gekennzeichnet ist, dient als Referenz. Diese Verteilung ist aus dem Zeitsignal von Sensor 5 berechnet worden, der sich im Bereich  $S/S_{ges} = 0.1$  der laminaren Grenzschicht befindet. Die Zuordnung der Sensornummern kann aus der Abbildung 6.28 der FFT-Signale unten rechts entnommen werden.

In der Grenzschicht vor der Transition zeigt sich deutlich eine laminare AHV, die durch den schlanken und steilen Verlauf gekennzeichnet ist [27]. In der Ablöseblase im Bereich der Wechselwirkung mit der abgelösten Scherschicht, hier gekennzeichnet durch den Sensor 22, kommt es zu einer breiten und flachen AHV. Diese Verteilung beschreibt eine turbulente

Grenzschicht und korreliert auch sehr gut mit der Intermittenzverteilung in Abbildung 6.31, die hier bereits den Wert „eins“ erreicht. Nach der Transition werden die Verläufe wieder etwas steiler und schlanker. Die Sensoren 25 und 37 erreichen aber nicht mehr den „laminaren Verlauf“ von Sensor 5. Zudem zeigen die Verläufe eine Unsymmetrie, die auch als „Schiefe“ bezeichnet wird. Diese „Schiefe“ und der etwas breitere Verlauf kennzeichnen eine intermittierende Strömung und bestätigen damit die Verläufe der Intermittenz in Abbildung 6.31. Diese Intermittenzverläufe haben außerdem einen kontinuierlichen Rückgang der Intermittenz nach der Transition gezeigt. Dies ist auch in der AHV zu erkennen. Der Verlauf von Sensor 37 ist etwas schlanker als der von Sensor 25 und zeigt damit eine Tendenz hin zur laminaren Verteilung, das gleichbedeutend mit kleiner werdenden Intermittenzwerten ist.

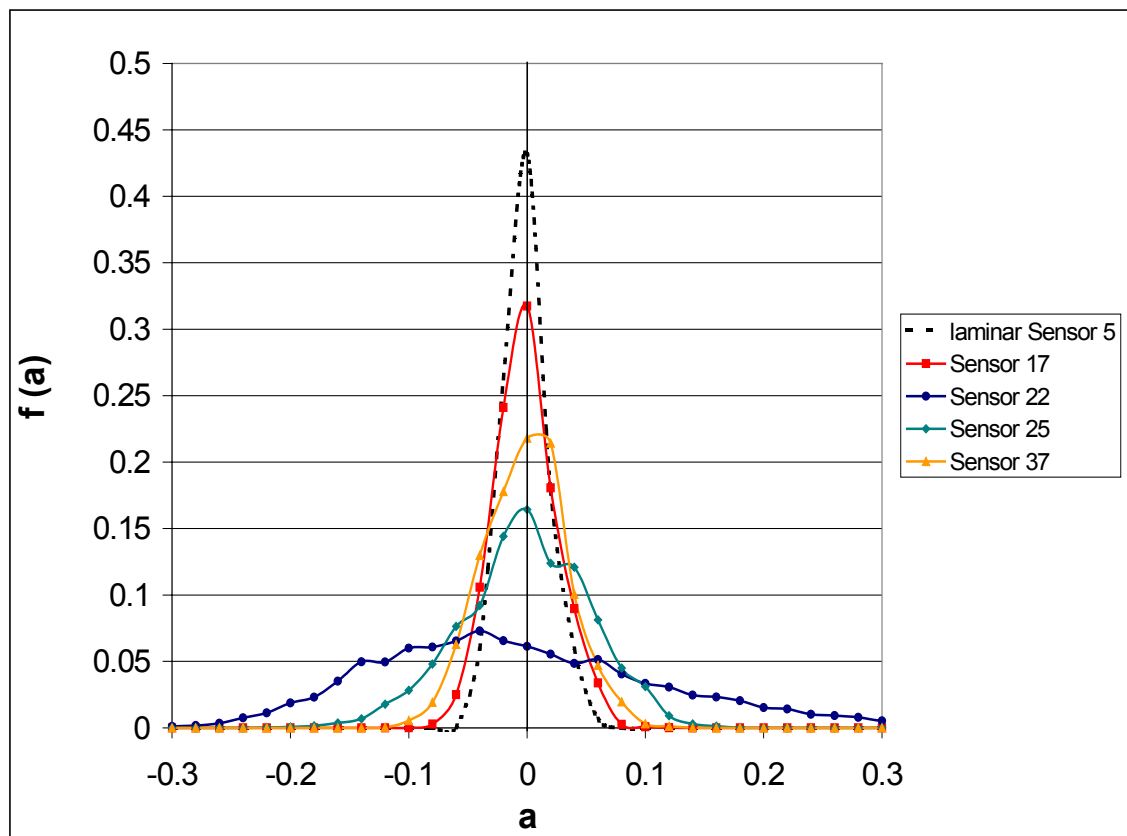


Abbildung 6.34 Amplitudenhäufigkeitsverteilung auf der Druckseite ( $Cl_p$  0.5) (S2)

#### 6.4.11 Amplitudenhäufigkeitsverteilung der Druckseite

In Abbildung 6.35 ist die AHV der Druckseite exemplarisch für die Clockingposition Clp 0.5 dargestellt. Die Zuordnung der Sensornummern kann aus der FFT-Verteilung der Abbildung 6.30 unten rechts entnommen werden. Als Referenzverlauf ist die mit „laminar“ gekennzeichnete schwarz gestrichelte Linie eingezeichnet, die Sensor 5 aus dem laminaren Teil der saugseitigen Grenzschicht entnommen ist, vergl. Abbildung 6.34.

In der AHV zeigt sich deutlich, daß alle Sensoren der Druckseite einen Verlauf aufweisen, der sich nicht oder nur sehr wenig von dem „laminaren“ Referenzverlauf unterscheidet. Dies zeigt abermals, daß die druckseitige Grenzschicht laminar ist.

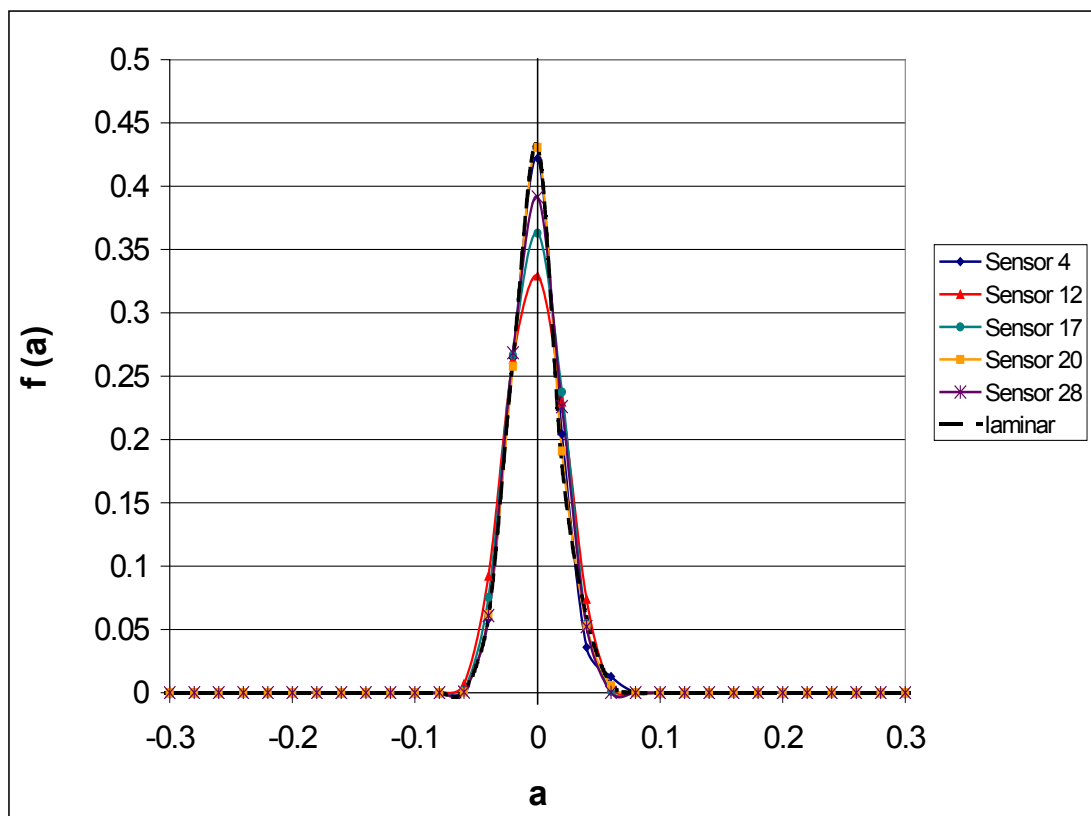


Abbildung 6.35

Amplitudenhäufigkeitsverteilung auf der Druckseite (Clp 0.5) (S2)

## 6.5 Meßfehler und Reproduzierbarkeit

Die Problematik bei der Bestimmung aller Meßgrößen ist die Tatsache, daß die Totaldruckschwankungen durch stochastische Veränderungen des Betriebspunktes der Versuchsanlage in der gleichen Größenordnung liegen, wie die durch den Clocking-Effekt verursachte Totaldruckverluständerung selbst. Dies wirkt sich natürlich auch auf die Schwankungen aller anderen absoluten Meßgrößen aus, wie beispielsweise den statischen Druck und die mittlere Geschwindigkeit. Zur Verdeutlichung dieser Problematik ist in Abbildung 6.36 der Totaldruck am Eintritt in die Meßstrecke in der Meßebene 1.1 als Funktion der Zeit aufgetragen. Hierbei wurde die Totaldrucksonde an einem festen Ort positioniert und in Abständen von 10 Sekunden wurde der Totaldruck gemessen. Es ist zu erkennen, daß die anlagenbedingten Schwankungen des Totaldruckes innerhalb einer Minute bis zu 35 Pa betragen können. Das ist etwa die gleiche Größenordnung der Totaldruckschwankungen, die durch den Clocking-Effekt verursacht werden können. Aus diesem Grund wurden alle Druckmessungen zum Totaldruckverlust, Winkelbestimmung und  $C_p$ -Verlaufsbestimmung nur über Druckdifferenzen durchgeführt, um alle anlagenbedingten Schwankungen zu eliminieren, wie ausgiebig in Kapitel 4 beschrieben.

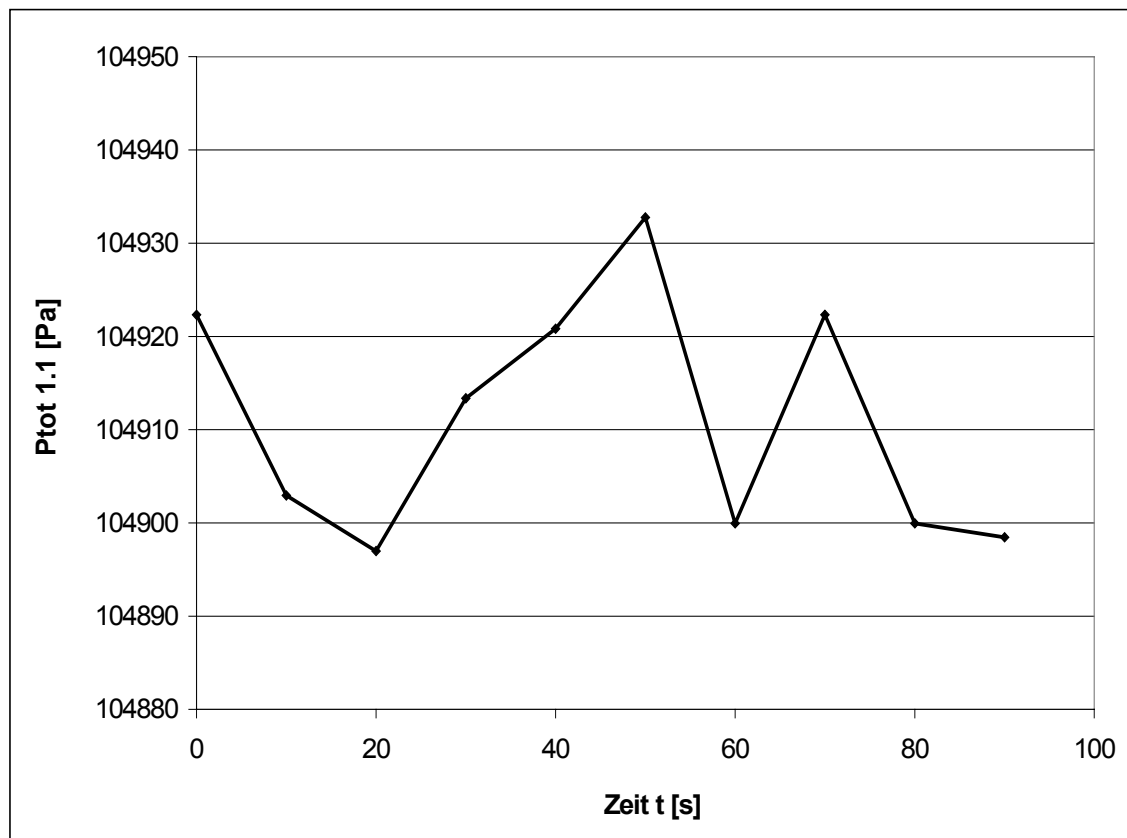


Abbildung 6.36

Totaldruckschwankungen in der Versuchsanlage

Die Bestimmung der Druckdifferenzen wurde direkt über eine Differenzschaltung an der Druckmeßdose durchgeführt. Im Folgenden werden sowohl die absoluten Fehler der Meßwerte, als auch die Reproduzierbarkeit aus Wiederholmessungen dokumentiert und diskutiert.

### 6.5.1 Druckverlustmessungen

In Abbildung 6.37 ist der Totaldruckverlust von Stator S2 über der Clockingposition aufgetragen. Die dünnen durchgezogenen Linien geben das Streuband aus vier Wiederholmessungen wieder. Der Verlauf zeigt eine Reproduzierbarkeit der Totaldruckverlustmessungen. Im Punkt Clp 0.25 ist die Streuung am größten und beträgt etwa 1.6% bezogen auf den Mittelwert. Bezieht man die Streuung im Punkt Clp 0.25 auf die absolute Änderung zwischen Minimum und Maximum von  $\Delta\omega_{\text{ges}}=0.0043$  dann beträgt sie etwa 14.5%.

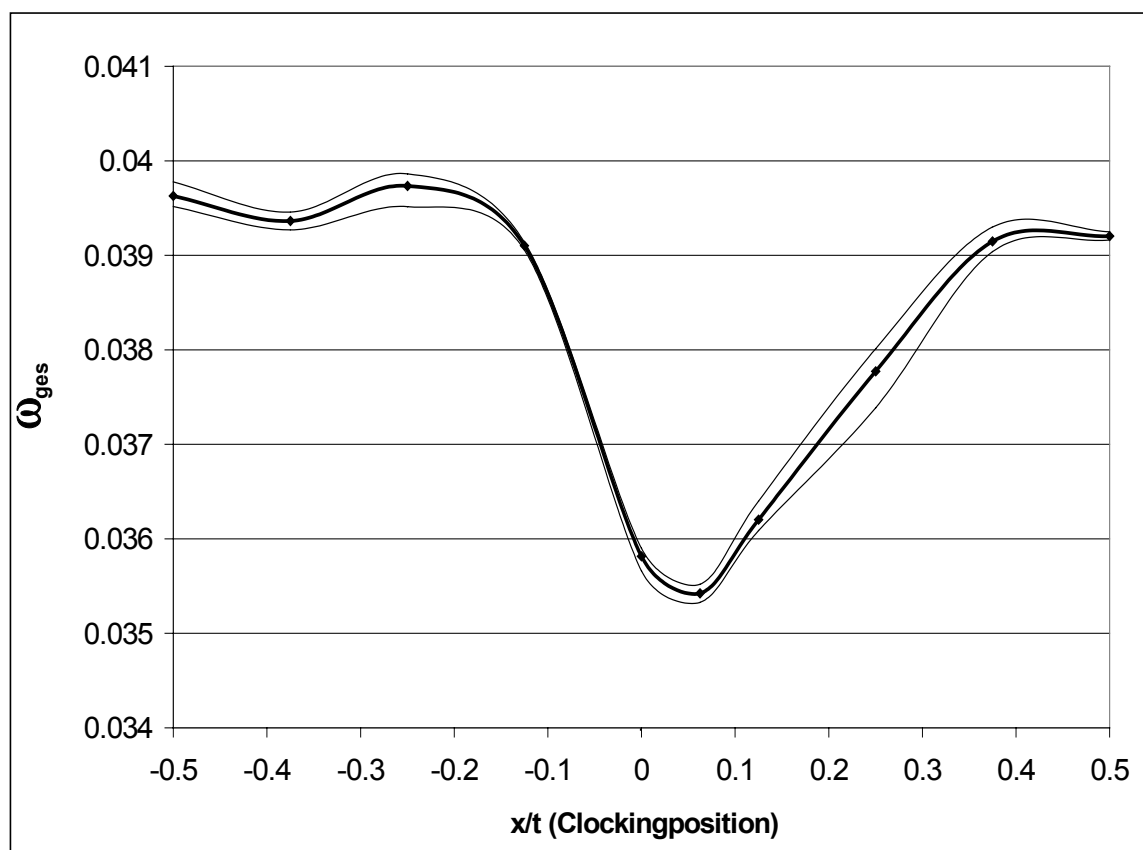


Abbildung 6.37

Reproduzierbarkeit des Integralen Totaldruckverlust von Stator S2

Der Absolutfehler des integralen Totaldruckverlustes von Stator S2 beträgt ungefähr 1.7%. Dabei wurden folgende Fehlerquellen in der Meßkette berücksichtigt:

- Fehler bei der Kalibration des Druckaufnehmers  $\pm 0.1$  mm Ws (Betzmanometer)
- Linearitätsfehler des Druckaufnehmers 0.04% auf den Vollausschlag
- Maximaler Fehler der 12 bit A/D-Karte  $\pm 1$  bit

### 6.5.2 Strömungswinkelmessungen

In Abbildung 6.38 ist der Integrale Abströmwinkel  $\alpha_{4\text{ ges}}$  hinter Stator S2 über der Clockingposition aufgetragen. Die dünnen durchgezogenen Linien geben ebenfalls das Streuband aus vier Wiederholmessungen wieder. Im Punkt Clp -0.375 ist die Streuung am größten und beträgt etwa 0.03% bezogen auf den Mittelwert des Winkels. Bezieht man die Streuung im Punkt Clp -0.375 auf die absolute Änderung zwischen Minimum und Maximum von  $\Delta\alpha_{4\text{ ges}}=0.16^\circ$  dann beträgt sie etwa 34.4%.

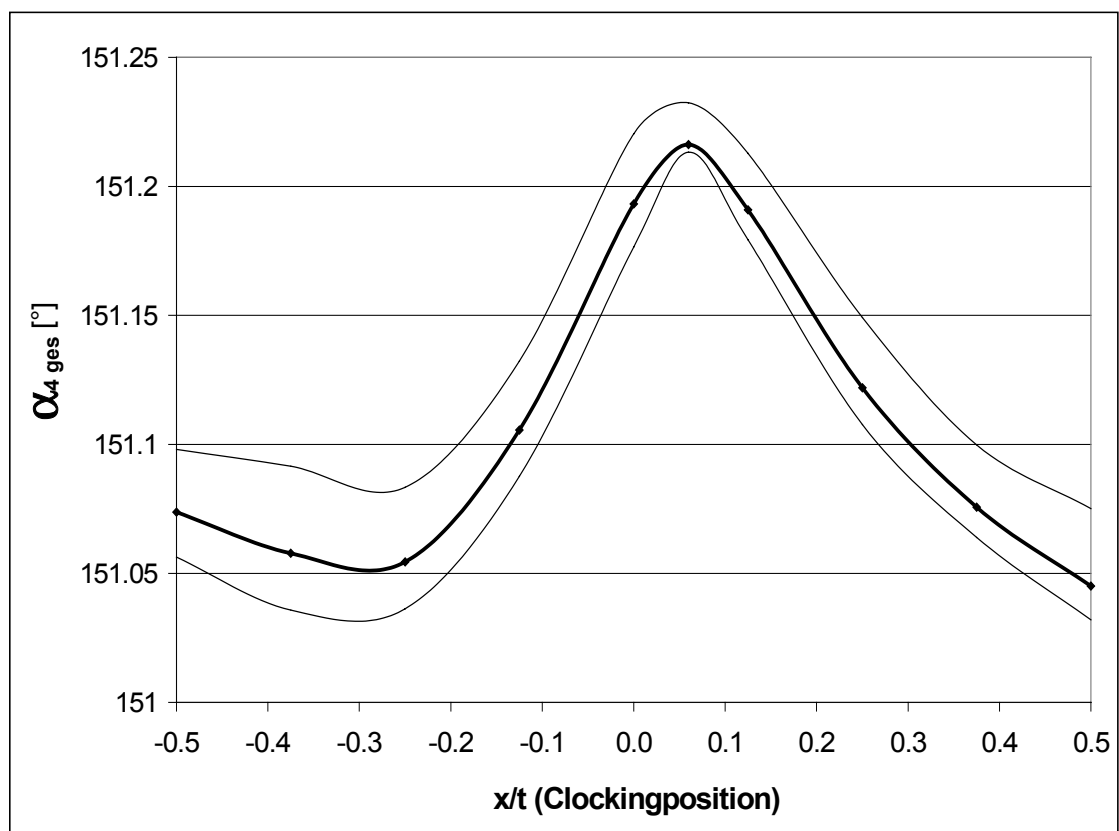


Abbildung 6.38

Reproduzierbarkeit des Integralen Abströmwinkels  $\alpha_{4\text{ ges}}$

Bei der Bestimmung des Absoluten Abströmwinkels wird die Dreilochsonde (vergl. Kapitel 4.2.4) so in den Clockingprüfstand eingebaut, daß die Differenz der beiden Außenbohrungen null ergibt. Danach wird an der zuvor justierten Skalierung der Abströmwinkel abgelesen. Der Absolutfehler des Integralen Abströmwinkels  $\alpha_{4 \text{ ges}}$  hinter Stator S2 ergibt sich somit im Wesentlichen aus der Ungenauigkeit der Winkelskala, die von Hand justiert und eingestellt wird. Bei der Kalibration hat sich eine Ungenauigkeit von etwa  $\pm 0.3^\circ$  ergeben. Berücksichtigt man noch Fehlermöglichkeiten bei der Justierung der Dreilochsonde im Clockingprüfstand, so ist von einem absoluten Gesamtfehler des Abströmwinkels von etwa  $\pm 0.5^\circ$  auszugehen.

### 6.5.3 Statische Druckmessungen am Stator S2

Der Absolutfehler bei der Bestimmung des  $C_p$ -Wertes auf dem Stator S2 beträgt ungefähr 0.1%. Dabei wurden folgende Fehlerquellen in der Meßkette berücksichtigt:

- Fehler bei der Kalibration des Druckaufnehmers  $\pm 0.1 \text{ mm Ws}$  (Betzmanometer)
- Linearitätsfehler des Druckaufnehmers 0.04% auf den Vollausschlag
- Maximaler Fehler der 12 bit A/D-Karte  $\pm 1 \text{ bit}$

Auch hier ergibt sich der geringe Absolutfehler aus der Tatsache, daß ausschließlich Differenzen gemessen wurden. Der relative Fehler liegt sogar noch deutlich darunter.

### 6.5.4 Hitzdraht- und Oberflächenheißfilmmessungen

Die Hitzdrahtmessungen wurden ausschließlich zur Bestimmung der Schwankungsgrößen turbulente kinetische Energie  $k_1$  und Turbulenzgrad  $Tu$  eingesetzt. Aus diesem Grund entfallen alle absoluten Meßfehler die durch Fehler bei der Kalibration entstehen können, da für die Berechnung dieser Schwankungsgrößen immer Differenzen aus dem zeitlichen Mittelwert und dem zeitlichen Verlauf des Spannungsmeßwertes bestimmt werden, vergl. Kapitel 4.3. Aus fünf Wiederholmessungen wurde ein Streuband bestimmt woraus der relative Fehler sowohl für die turbulente kinetische Energie, als auch für den Turbulenzgrad von etwa 1.3% berechnet wurde.

Für die Bestimmung der relativen Wandschubspannung und den bezogenen Schwankungswerten aus den Spannungssignalen der Oberflächenheißfilmmessungen wurden ebenso wie bei der Hitzdrahtmeßtechnik ausschließlich Differenzen und Quotienten gebildet, vergl. Kapitel 4.4. Auch hier wurde ein relativer Fehler aus fünf Wiederholmessungen über ein Streuband bestimmt, der ebenfalls in der Größenordnung von etwa 1.5% liegt.



## 6.6 Diskussion

Die Meßergebnisse der Stator-Stator-Variante haben gezeigt, daß sich in Abhängigkeit von der Clockingposition für den integralen Totaldruckverlust  $\omega_{ges}$  ein Minimum bei Clp 0.06 und ein Maximum bei Clp  $-0.25$  ausbildet, das in Abbildung 6.39 dargestellt ist.

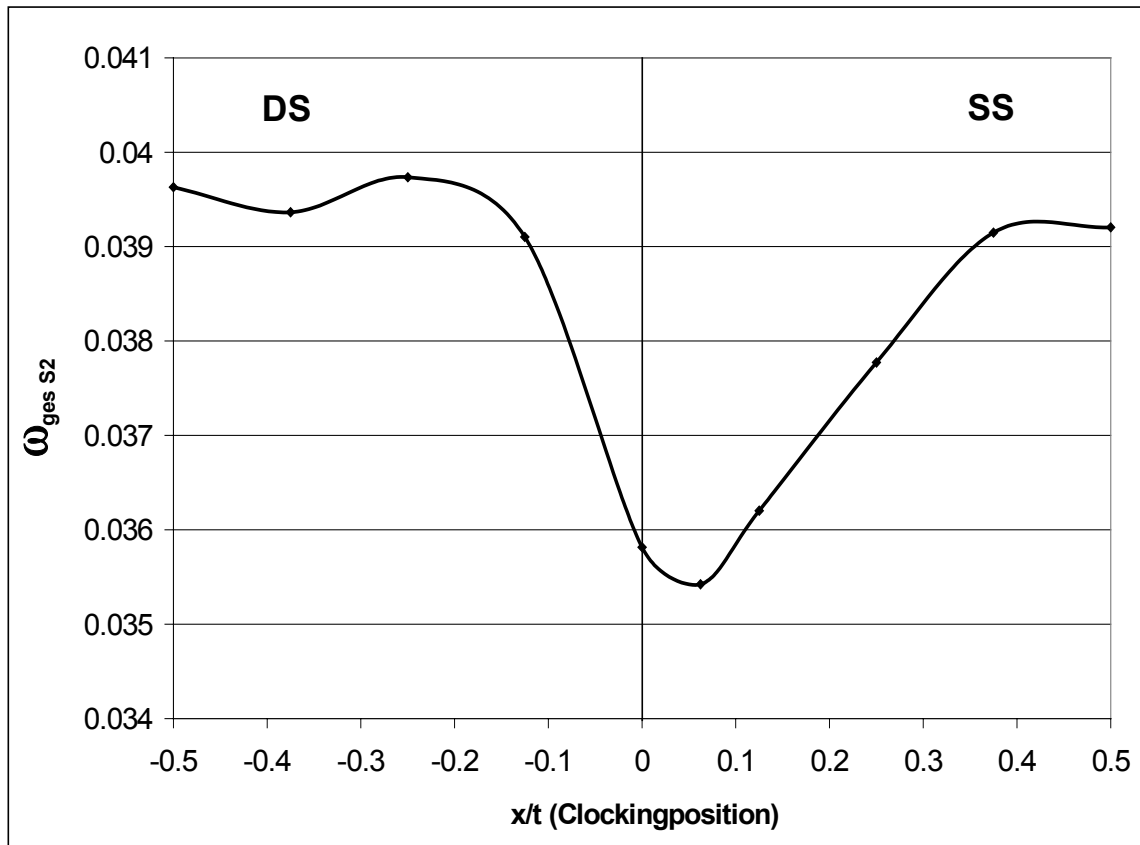


Abbildung 6.39 Integraler Totaldruckverlust von Stator S2

Der gemittelte Totaldruckverlust in Abbildung 6.39 beträgt  $\bar{\omega}_{ges} = 0.038$ . Bezogen auf diesen mittleren Totaldruckverlust errechnet sich eine Änderung  $\Delta\omega_{ges}$  zwischen Minimum und Maximum zu:

$$\Delta\omega_{ges} = \frac{(\omega_{ges\ max} - \omega_{ges\ min})}{\bar{\omega}_{ges}} = 0.113 \quad (6.6)$$

In Abhängigkeit von der Clockingposition ergibt sich somit eine maximale Totaldruckverlusteränderung  $\Delta\omega_{ges}$  von über 11% zwischen Minimum und Maximum. Die Abweichung der

Werte bei Clp 0.5 und Clp -0.5 entsteht, wie bereits in Kapitel 6.2.2.1 gezeigt, aus dem Nachlauf von zwei benachbarten S1\_sp-Schaufeln, die unterschiedliche Verluste aufweisen. Betrachtet man im Folgenden den Verlauf des lokalen Totaldruckverlustes für das Verlustminimum und das Verlustmaximum in Abbildung 6.40, so erkennt man für Clp -0.25 eine Vergrößerung der Verluste auf der Druckseite bei  $x/t < -0.15$ . Dieser erhöhte Verlust entsteht durch den S1\_sp-Nachlauf, der an dieser Stelle druckseitig von Stator S2 auftritt. Vergleicht man die beiden Verläufe im oberen Bereich ab  $\omega_{\text{lok ges}} > 0.1$ , so ist ein etwas ausgeprägteres Verlustmaximum bei Clp 0.06 zu erkennen. Bei dieser Clockingposition trifft die Nachlaufmitte von Stator S1\_sp in die Nähe der Vorderkante von Stator S2, weshalb Teile des Verlustes von Stator S1\_sp in die Nachlaufmitte von Stator S2 transportiert werden. Die Zunahme des Verlustes ist aber kleiner als es eine Überlagerung von zwei Schaufelverlusten erwarten lassen würde. Dies läßt zunächst den Schluß zu, daß möglicherweise die Wechselwirkung des Stators S2 mit dem S1\_sp-Nachlauf bei der Clockingposition Clp 0.06 den Verlust von Stator S2 so stark reduziert, daß die Summe der beiden Verluste in diesem Bereich nicht sehr viel größer wird als für Clp -0.25.

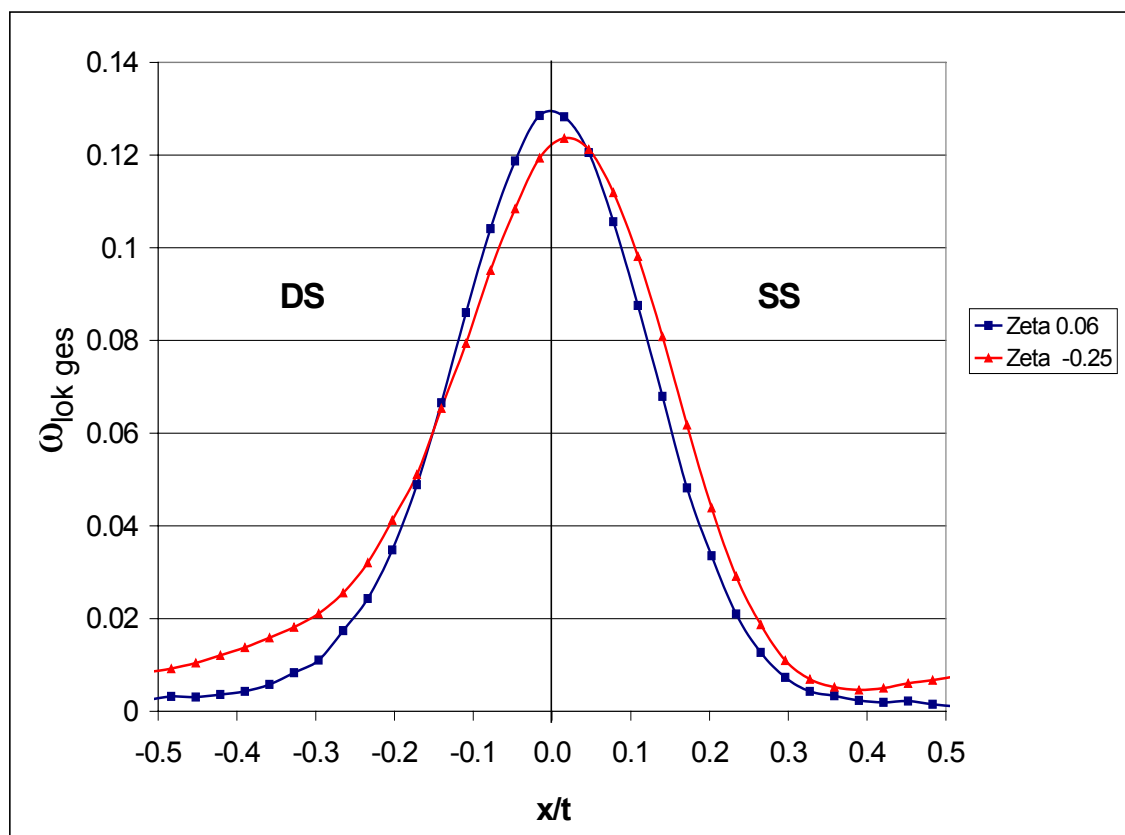


Abbildung 6.40

Minimaler und maximaler lokaler Druckverlust hinter Stator S2

Weiter ist zu erkennen, daß die beiden Verläufe nicht mittig zu einander sind, sondern der lokale Druckverlust bei  $Cl_p -0.25$  leicht zur Saugseite hin verschoben ist. Dieser Versatz läßt sich durch den veränderten Abströmwinkel  $\alpha_{4\text{ ges}}$  erklären, dessen integraler Verlauf in Abhängigkeit von der Clockingposition in Abbildung 6.41 dargestellt ist. Hier zeigt sich, daß im Druckverlustminimum bei  $Cl_p 0.06$  der Abströmwinkel  $\alpha_{4\text{ ges}}$  größer ist als im Druckverlustmaximum bei  $Cl_p -0.25$ . Das bedeutet, daß sich bei einem festen Axialabstand der Totdrucksonde hinter dem Stator S2 durch den kleineren Abströmwinkel  $\alpha_{4\text{ ges}}$  die Nachlaufzellenmitte des Verlaufes für  $Cl_p -0.25$  zur Saugseite hin verschiebt.

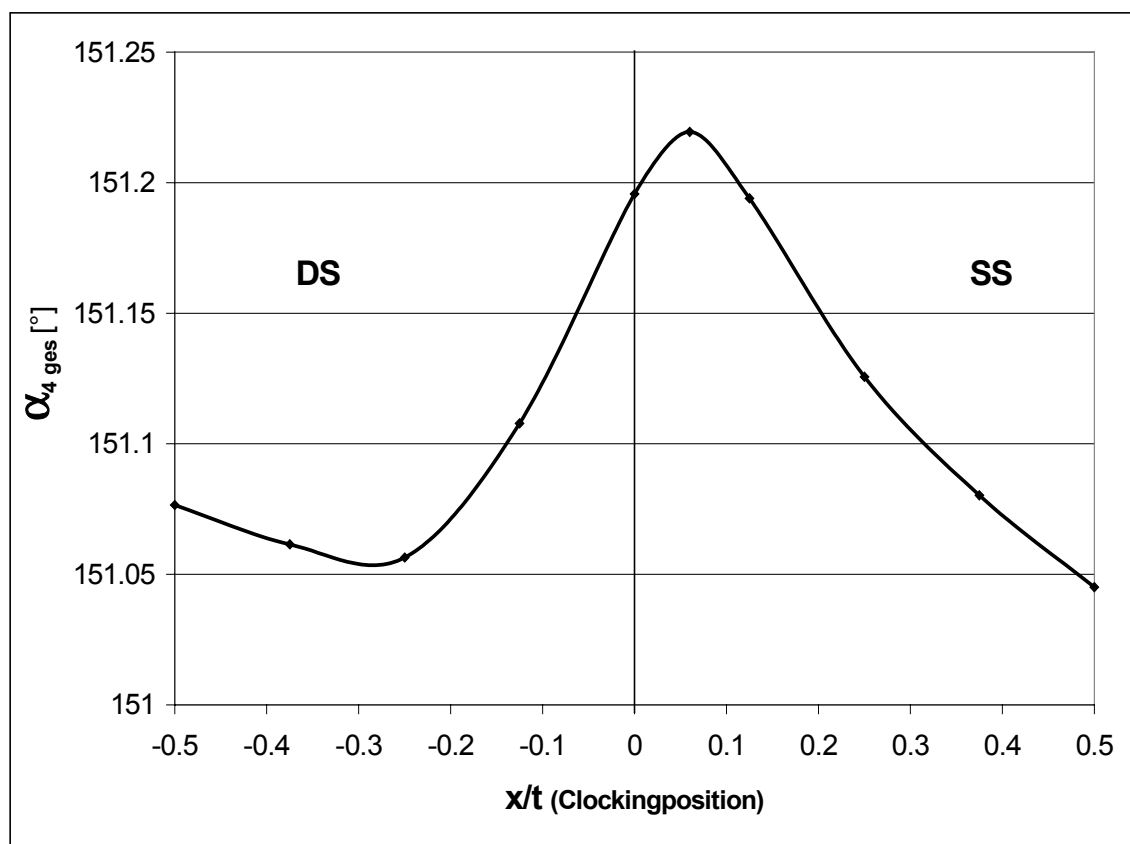


Abbildung 6.41 Integrale Winkelverteilung hinter Stator S2

Aus dem integralen Verlauf des Abströmwinkels hinter dem Stator S2 in Abbildung 6.41 lassen sich zudem Aussagen über die Umlenkung von Stator S2 machen. Betrachtet man zunächst die Eintrittsbedingungen zum Stator S2 aus den Messungen hinter dem Stator S1\_sp in Abbildung 6.3, dann liegt in der Zuströmung zum Stator S2 eine inhomogene Winkelverteilung aus dem Nachlauf von Stator S1\_sp vor. In Kapitel 6.2.1 konnte aber auch gezeigt werden, daß sich die Verteilung des Abströmwinkels hinter dem Stator S1\_sp nicht in Abhängigkeit von der Clockingposition ändert, das Integral also konstant ist. Ändert sich nun aber der integrale Abströmwinkel  $\alpha_{4\text{ ges}}$  hinter dem Stator S2 in Abhängigkeit von der Clock-

kingposition bei konstanten integralen Zuströmbedingungen, dann deutet dies auf eine Änderung der Umlenkung von Stator S2 hin. Die Vergrößerung des Abströmwinkels bei gleichzeitiger Abnahme des Totaldruckverlustes von Stator S2 wäre dann also auch auf eine verbesserte Umlenkung zurückzuführen.

Einen Hinweis auf diesen Zusammenhang gibt auch Gleichung 6.7, die den Profildruckverlust  $\omega_{ges}$  in Abhängigkeit von der Umlenkung  $\Delta c_u$  und der Gleitzahl  $\varepsilon$  aufzeigt [68]:

$$\omega_{ges} = \frac{2 \varepsilon (\Delta c_u / c_\infty)}{[1 + (\Delta c_u / 2c_\infty)^2] (\sin \alpha_\infty - \varepsilon \cos \alpha_\infty) + (\Delta c_u / c_\infty) [\sin \alpha_\infty \cos \alpha_\infty + \varepsilon (1 + \sin^2 \alpha_\infty)]} \quad (6.7)$$

Die Gleitzahl  $\varepsilon$  ist das Verhältnis von Widerstandsbeiwert zu Auftriebsbeiwert  $c_w/c_a$  und die Größen  $c_\infty$  und  $\alpha_\infty$  werden für ein Beschleunigungsgitter in Abbildung 6.42 erläutert. Aus den im Versuch bestimmten Winkeln  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ , und den Geschwindigkeiten  $c_1$ ,  $c_2$  und dem Totaldruckverlust  $\omega_{ges}$  lassen sich nun  $\alpha_\infty$ ,  $c_\infty$  und  $\varepsilon$  berechnen. Variiert man anschließend bei konstantem  $\varepsilon$  die Umlenkung  $\Delta c_u$  in Gleichung 6.7 dann wird deutlich, daß sich mit einer Vergrößerung von  $\Delta c_u$  der Profilverlust reduziert.

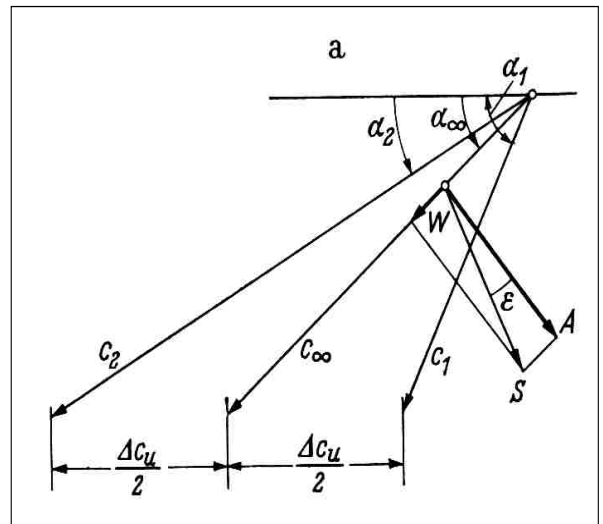


Abbildung 6.42 Gittertheorie [68]

Abschließend kann festgehalten werden, daß die Schaufel S2 offensichtlich bei einer verstärkten Saugseiteninteraktion mit dem S1\_sp-Nachlauf in der Lage ist, bei reduziertem Verlust mehr Umlenkung zu erzielen.

In Abbildung 6.43 ist die turb. kin. Energie aus den Messungen 20 mm hinter dem Stator S2 in Abhängigkeit von der Clockingposition dargestellt. Deutlich sind zwei Extremwerte im Verlauf der Turbulenz in der Abströmung von Stator S2 zu erkennen. Da die Messungen des Turbulenzgrades im Nachlauf von Stator S1\_sp in Abbildung 6.4 keine Abhängigkeit von der Clockingposition gezeigt haben, sind diese Änderungen der integralen turb. kin. Energie

hinter dem Stator S2 in Abbildung 6.43 nur durch eine veränderte Turbulenzproduktion der Statorschaufel S2 zu erklären.

Bei der Clockingposition Clp 0.1 führt die Interaktion des S1\_sp-Nachlaufes mit der Saugseite von Stator S2 offensichtlich zu einer Turbulenzreduktion im Nachlauf von Stator S2. Dies korreliert annähernd mit dem Totaldruckverlustminimum der Clockingposition Clp 0.06 in Abbildung 6.39. Dagegen nimmt die Turbulenzproduktion im Bereich des Totaldruckverlustmaximums bei Clp  $-0.25$  zu. Trotz dieser grundsätzlichen Übereinstimmung, also erhöhter Druckverlust, erhöhte Turbulenz und umgekehrt, ist aber eine Verschiebung der Extremwerte beider Verläufe zueinander zu beobachten. Das Turbulenzminimum in Abbildung 6.43 liegt etwa eine Clockingposition weiter zur Saugseite von Stator S2 verschoben, ebenso das Turbulenzmaximum in Abbildung 6.39. Die Ursache hierfür könnte in der Turbulenzgröße  $k_1$  liegen, die im Wesentlichen aus den Schwankungen  $u'$  in Strömungsrichtung besteht. Geeigneter für einen Vergleich mit dem Totaldruckverlust wäre hier aber die integrale turbulente Schubspannung  $\overline{u'v'}$ . Diese Größe läßt eher Rückschlüsse auf den tatsächlichen Ort der Verlustentstehung im Nachlauf von Stator S2 zu. Unter Umständen gäbe es eine bessere Übereinstimmung zwischen dem Verlauf des Totaldruckverlustes in Abbildung 6.39 und der turbulenten Schubspannung als mit der turb. kin. Energie  $k_1$ . Dieser Vergleich ist aber nicht möglich, da der Nachlauf von Stator S2 nur mit einem Eindraht vermessen wurde.

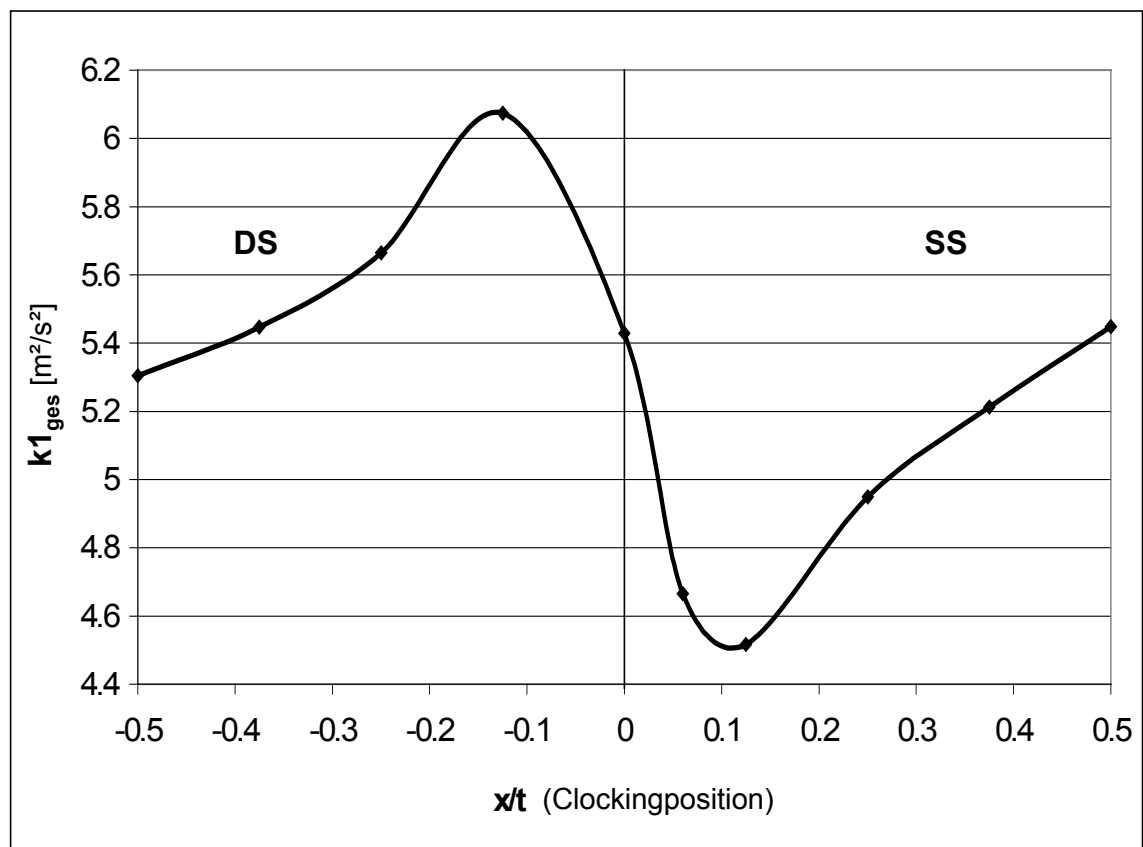


Abbildung 6.43

Integrale turb. kin. Energie hinter Stator S2

Bezieht man nun die maximale absolute Änderung der turbulenten kin. Energie  $\Delta k_1 = 1.56 \text{ m}^2/\text{s}^2$  in Abbildung 6.43 auf den Mittelwert der Schwankungen  $k_{1\text{mittel}} = 5.27 \text{ m}^2/\text{s}^2$ , dann beträgt zwischen Minimum und Maximum die relative Änderung  $\Delta k_{1\text{rel}} = 29.5\%$ . Bezogen auf die Clockingpositionen Clp 0.06 und Clp  $-0.25$ , die Extremwerte des Totaldruckverlustes in Abbildung 6.39, beträgt die relative Änderung  $\Delta k_{1\text{rel}} = 18.9\%$ .

Als Fazit kann festgehalten werden, daß trotz der abweichenden Extremwerte der beiden Verläufe, turb. kin. Energie in Abbildung 6.39 und Totaldruckverlust in Abbildung 6.43, die Reduktion der Turbulenzproduktion gut zu den bisherigen Beobachtungen paßt. Es ergibt sich ein reduzierter Totaldruckverlust mit einer verbesserten Umlenkung und einem Rückgang der Turbulenzproduktion.

Aus den integralen Werten der Druckverluste, Umlenkung und Turbulenz hinter dem Stator S2, kann allerdings keine Aussage über den Entstehungsort der Verluste gemacht werden. Auch die Verteilung der lokalen Druckverluste in Abbildung 6.40 bringt hierfür keine zusätzliche Information. Aber der lokale Verlauf der turb. kin. Energie im Druckverlustminimum und Druckverlustmaximum für Clp 0.06 und Clp  $-0.25$  in Abbildung 6.44 kann einen Anhaltspunkt für den Entstehungsort der Verluste geben.

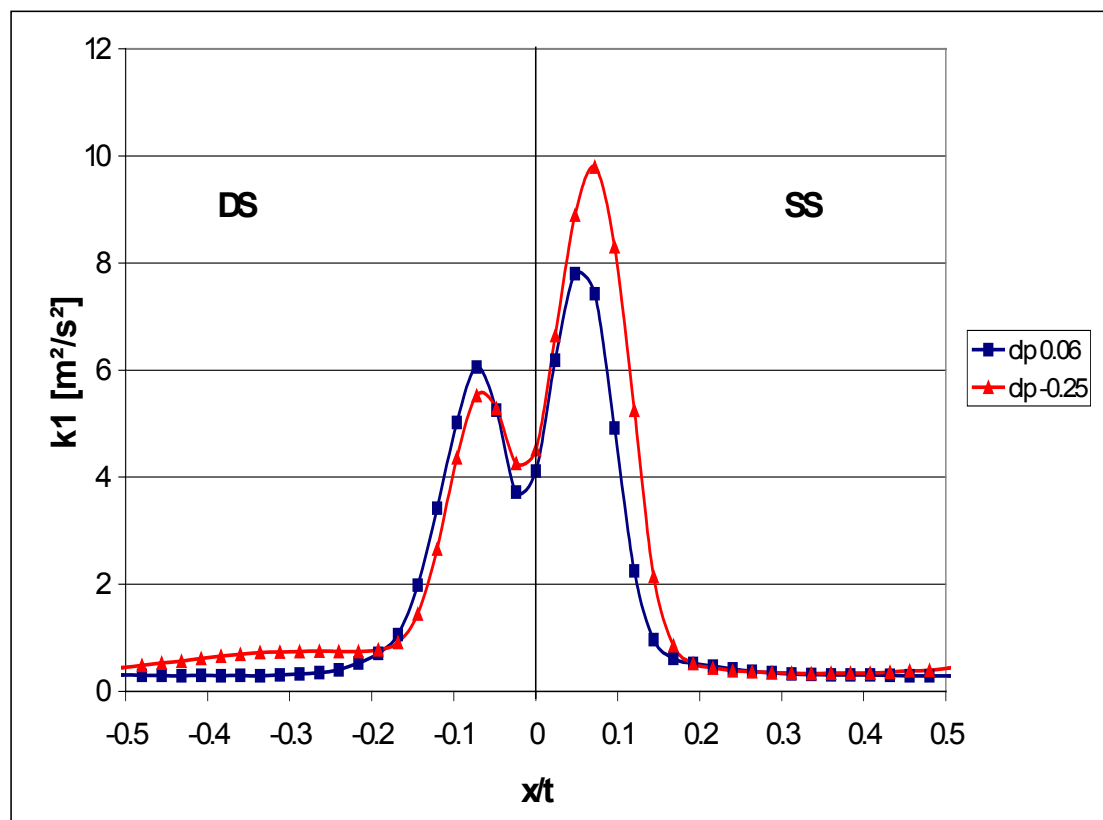


Abbildung 6.44 Turb. kin. Energie hinter Stator S2 im Verlustminimum und -maximum

Dort zeigt sich nämlich, daß im Verlustminimum bei der Clockingposition  $Clp$  0.06 weniger Turbulenz auf der Saugseite produziert wird als im Verlustmaximum. Auf der Druckseite ist dagegen bei beiden Verläufen kein signifikanter Unterschied festzustellen. Die erhöhte turb. kin. Energie bei  $S/S_{ges} = -0.5$  bis  $-0.2$  auf der Druckseite stammt von dem S1\_sp-Nachlauf, dessen Nachlaufmitte bei 25% der Teilung druckseitig versetzt auftrifft. Offensichtlich ist die verminderte integrale Turbulenz im Verlustminimum in Abbildung 6.43 auf eine reduzierte Turbulenzproduktion auf der Saugseite zurückzuführen. Das weist darauf hin, daß die Saugseite bei der Verlustreduktion die entscheidende Rolle spielt, weshalb im Folgenden besonders auf die Meßergebnisse der Saugseite aus den Messungen an der Schaufeloberfläche von Stator S2 eingegangen wird.

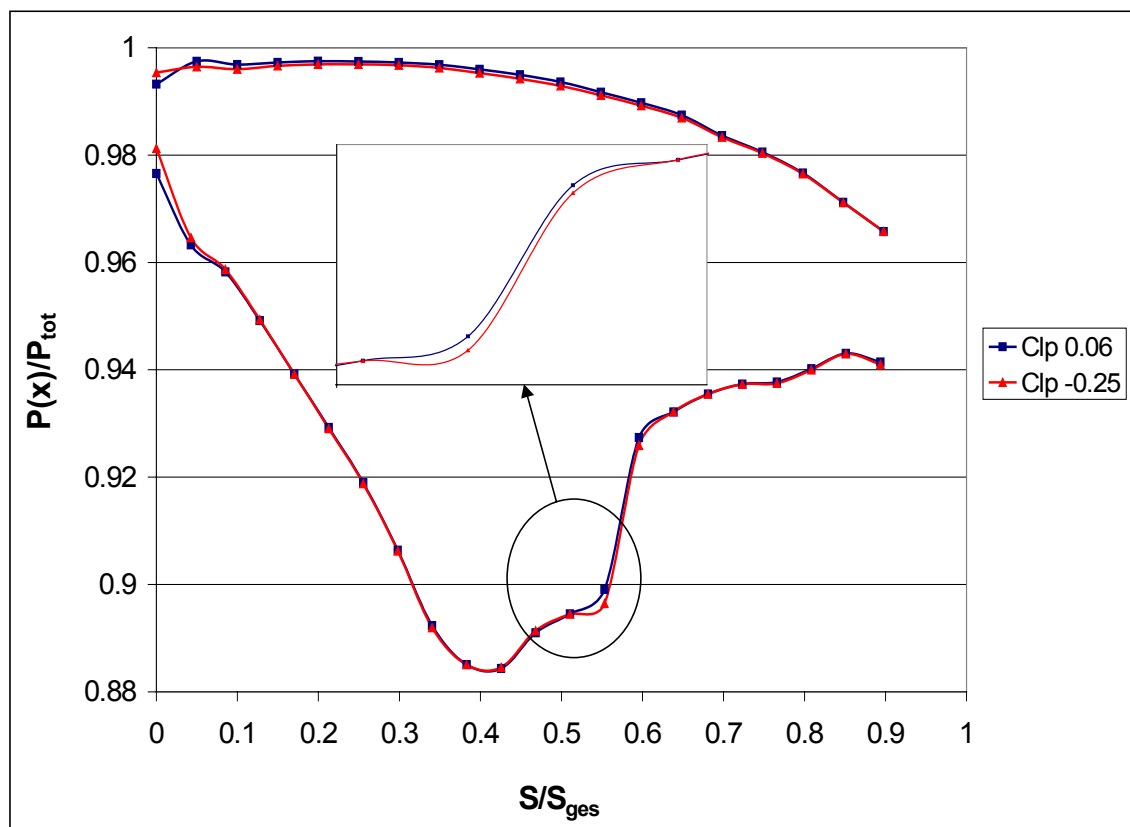


Abbildung 6.45  $Cp$ -Verlauf über dem Stator S2 im Verlustminimum und -maximum

In den vorangegangenen Kapiteln war festgestellt worden, daß sich das Transitionsverhalten der Saugseite nicht verändert. Das bedeutet, daß bei allen Clockingpositionen die Transition über eine Ablöseblase stattfindet. Offensichtlich entsteht der beobachtete Clocking-Effekt daher aus der Wechselwirkung des S1\_sp-Nachlaufes mit der Ablöseblase auf der Saugseite des Stators S2. Im Folgenden wird deshalb noch einmal auf den Verlauf des statischen

Druckes am Stator S2 in Abbildung 6.45 und auf die relative Wandschubspannung auf der Saugseite am Stator S2 in Abbildung 6.46, eingegangen.

Der Druckverlauf in Abbildung 6.45 zeigt im Bereich der Verzögerung eine Verkürzung der Ablöseblase im Verlustminimum bei  $Cl_p$  0.06. Dies ist der Fall, wenn der S1\_sp-Nachlauf direkt mit der Saugseite interagiert und somit der Turbulenzeintrag am größten ist. Diese Beobachtung wurde auch von Ladwig [39] gemacht. Er hat gezeigt, daß sich eine Erhöhung des Turbulenzgrades in der Zuströmung auf eine Ablöseblase genauso auswirkt wie eine Re-Zahl-Vergrößerung.

Die Größenänderung der Ablöseblase läßt sich aber nur abschätzen. Die Ablösung beginnt im Bereich bei  $S/S_{ges} = 0.49$  und ist unabhängig von der Clockingposition. Die Druckbohrung bei  $S/S_{ges} = 0.56$  zeigt für  $Cl_p$  0.06 einen größeren statischen Druck an, was darauf hin deutet, daß sich der Wiederanlegepunkt weiter stromauf verlagert. Der Wiederanlegepunkt befindet sich also im Bereich zwischen  $S/S_{ges} = 0.56$  und 0.59. Bei einem Abstand der einzelnen Druckbohrungen von 2 mm zueinander ergibt sich somit eine Verkürzung der Blasenlänge um weniger als 2 mm. Die mittlere Blasenlänge kann gemeinsam mit den Erkenntnissen aus den Ölanstrichbildern im Anhang B auf etwa 4 mm geschätzt werden.

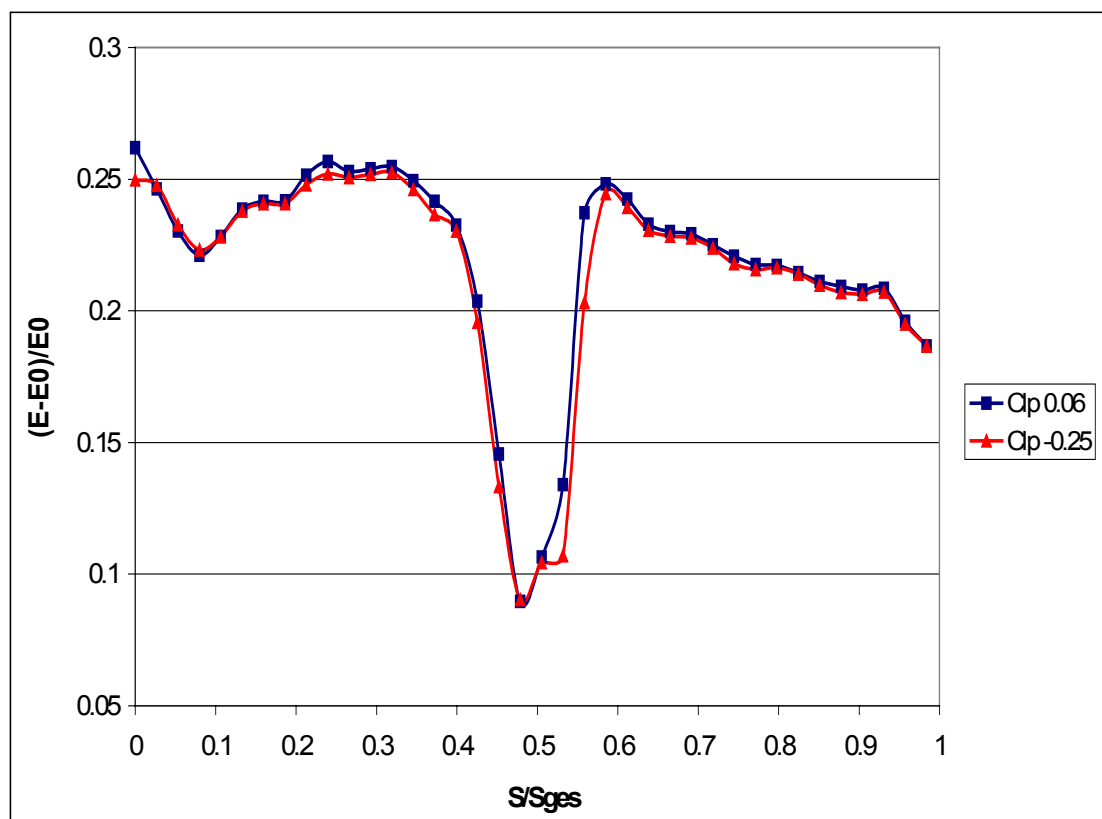


Abbildung 6.46

Wandschubspannung im Verlustminimum und -maximum (S2)



Eine etwas genauere Aussage über die Blasenlänge und deren Änderung läßt der Verlauf der relativen Wandschubspannung in Abbildung 6.46 zu. Durch die Superposition der Meßergebnisse der beiden saugseitigen OHF-Schaufeln (vergl. Kapitel 6.4.1) erreicht man einen halbierten Sensorabstand von 1.25 mm und somit eine bessere räumliche Auflösung. Die Ablösung beginnt, wie im Druckverlauf bereits zu erkennen war, im Bereich von  $S/S_{\text{ges}} = 0.49$ . Der Wiederanlegepunkt liegt für die Clockingposition  $Clp$  0.06 bei etwa  $S/S_{\text{ges}} = 0.56$  und für  $Clp -0.25$  bei etwa  $S/S_{\text{ges}} = 0.58$ . Die Blasenverkürzung liegt also in der Größenordnung eines Sensorabstandes und somit bei etwa 1.25 mm. Bezieht man diese Längenänderung von 1.25 mm auf die bereits abgeschätzte mittlere Blasenlänge von 4 mm, so ergibt sich eine Verkürzung der Blase um 31%, also auf etwa 2.75 mm.

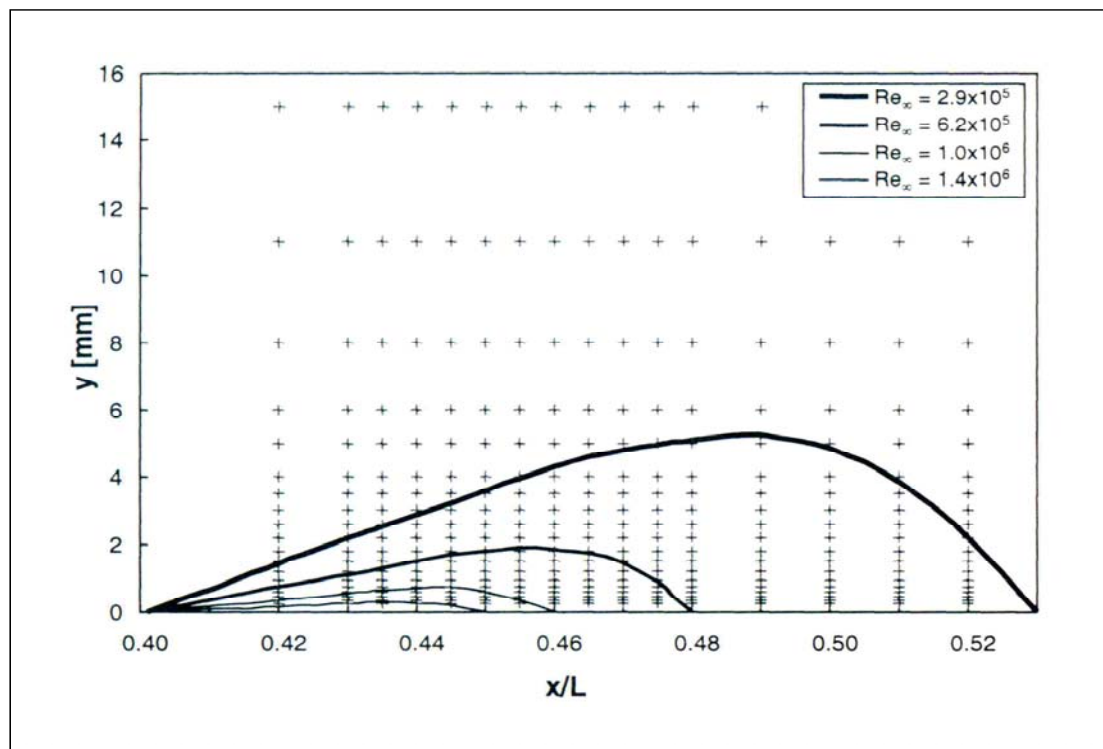


Abbildung 6.47 Blasengröße in Abhängigkeit der Re-Zahl [33]

Eine Blasenverkürzung geht mit einer Blasenverkleinerung einher, wie Hourmouziadis und Lou [33] mit Hitzdrahtmessungen an einer stationären laminaren Ablöseblase gezeigt haben. In Abbildung 6.47 ist die Blasengröße in Abhängigkeit von der Re-Zahl dargestellt.

Die Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit haben aber auch gezeigt, daß es nicht nur zu einer Blasenverkleinerung kommt, sondern auch zu einer Abnahme der Turbulenzproduktion auf der Saugseite. In Abbildung 6.48 ist die RMS-Verteilung hinter einer laminaren Ablöse-

blase von Hourmouziadis und Lou [33] dargestellt. Hier wird deutlich, daß die Turbulenzproduktion im Bereich des Wiederanlegepunktes oberhalb einer Ablöseblase am größten ist. Es wird daher vermutet, daß die Wechselwirkung des S1\_sp-Nachlaufes mit der saugseitigen Grenzschicht im Verlustminimum diese Turbulenzproduktion oberhalb der Ablöseblase reduziert. Durch den Turbulenzeintrag aus dem S1\_sp-Nachlauf würde also eine verringerte Turbulenzproduktion der Blase ausreichen, um den positiven Druckgradienten zu überwinden.

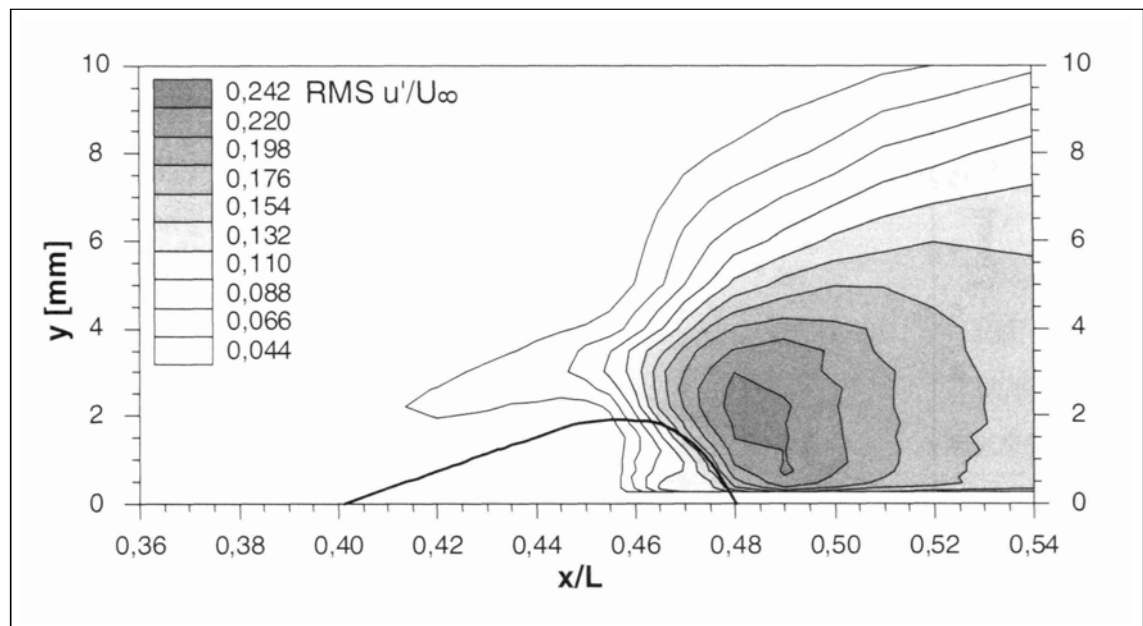


Abbildung 6.48 RMS-Verteilung hinter einer Ablöseblase [33]

Einen weiteren Anhaltspunkt hierfür könnte auch der Intermittenzverlauf für das Verlustminimum und Verlustmaximum, dargestellt in Abbildung 6.49, geben. Der Verlauf bei der Clockingposition Clp 0.06 zeigt deutlich niedrigere Werte stromab des Wiederanlegepunktes als der Verlauf der Clockingposition Clp  $-0.25$ .

Kommt es in wandentfernten Strömungsgebieten, beispielsweise oberhalb der Ablöseblase, zu einer Änderung der Turbulenzproduktion, so wird dies auch von den Sensoren an der Wand in abgeschwächter Form registriert [26]. Denn ein Teil der turbulenten Schwankungen aus der äußeren Grenzschicht macht sich auch an der Wand durch die viskose Unterschicht hindurch bemerkbar. Deshalb enthält der Verlauf der Intermittenz ebenfalls einen Hinweis darauf, daß im Verlustminimum weniger Turbulenz in der saugseitigen Grenzschicht produziert wird als im Verlustmaximum.

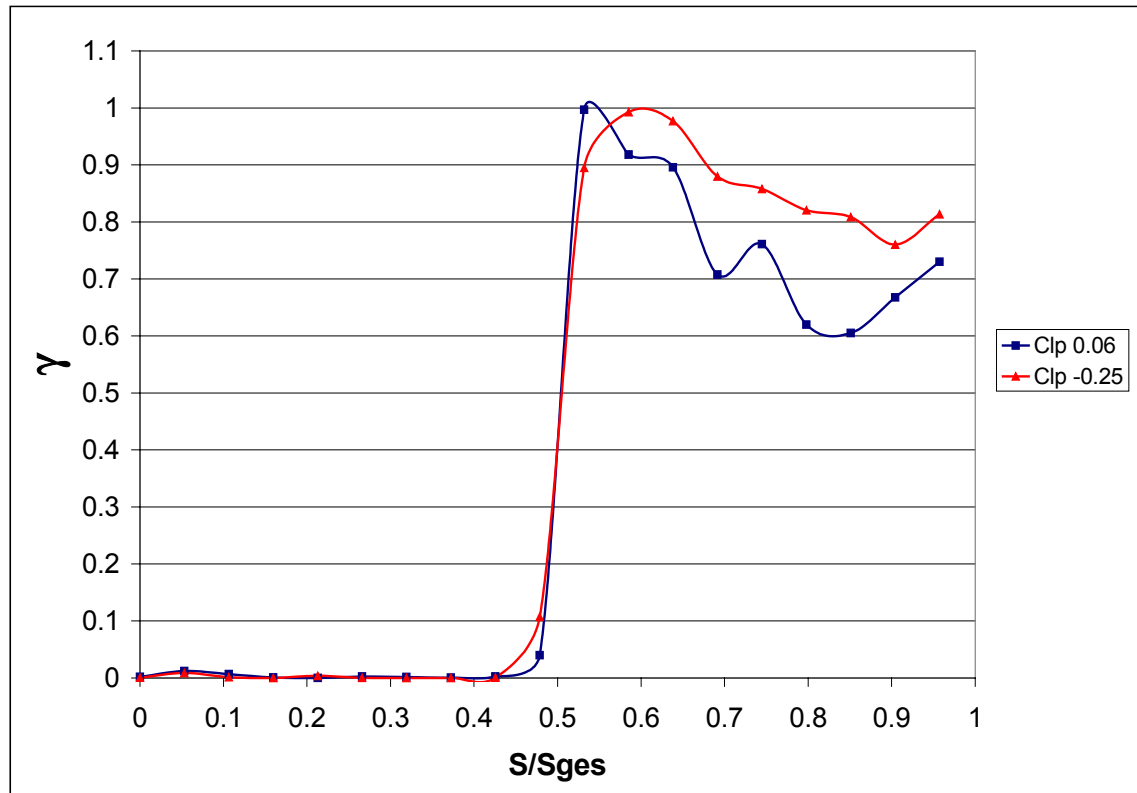


Abbildung 6.49 Intermittenz im Verlustminimum und Verlustmaximum (Saugseite S2)

Abschließend werden die wichtigsten Erkenntnisse aus der Diskussion zusammengefaßt und mit den Ergebnissen anderer Autoren verglichen.

Einen ähnlichen Verlauf des Totaldruckverlustes in Abhängigkeit von der Clockingposition haben auch Engber und Fottner [14] an einem statisch geclockten Niederdruckturbinenprofil gemessen. Das von Engber und Fottner untersuchte „T106“-Profil wurde im Nachlauf von Zylinderstäben traversiert und erbrachte eine Gesamtänderung des integralen Totaldruckverlustbeiwertes zwischen Minimum und Maximum von etwa 10%, also ähnlich wie der Stator S2 aus dieser Arbeit. Abbildung 6.50 zeigt eine Gegenüberstellung des Totaldruckverlustes für den Stator S2 und das Profil „T106“. Zum besseren Vergleich der Ergebnisse wurden die Totaldruckverluste  $\omega_{ges}$  mit dem Mittelwert  $\bar{\omega}_{ges}$  dimensionslos gemacht. Obwohl die beiden Profile sich im Design deutlich unterscheiden, läßt der Vergleich der integralen Druckverluste interessante Schlußfolgerungen zu.

Das „T106“-Profil ändert in Abhängigkeit des stromaufliegenden Zylindernachlaufes, also in Abhängigkeit von der Clockingposition, sein Transitionsverhalten von natürlicher Transition bis hin zur Transition über Ablöseblase. Dagegen liegt der Stator S2 ausschließlich innerhalb des Gebietes einer Transition über eine Ablöseblase, also tendentielle hin zum „bubble bur-

sting“. Das bestätigen auch die Meßergebnisse der Oberflächenheißfilme und der Cp-Verläufe.

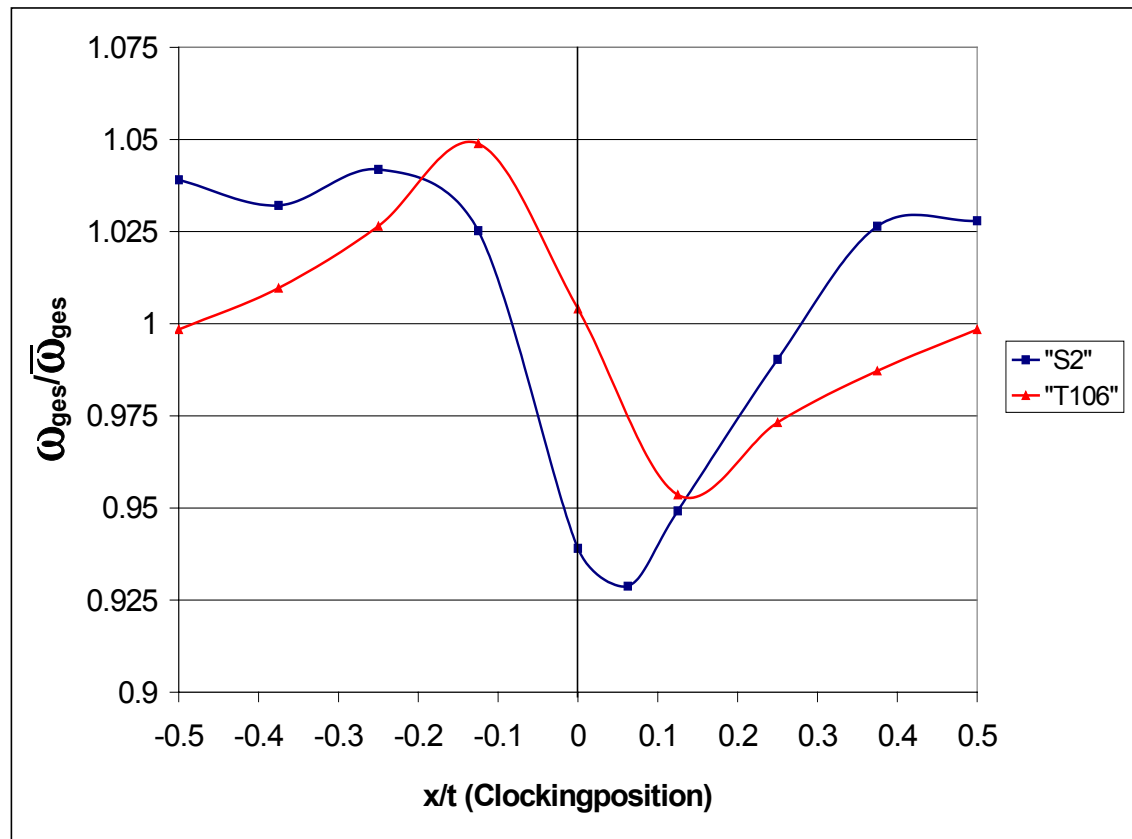


Abbildung 6.50

Vergleich Integraler Druckverlust von Stator S2 mit „T106“

Beide Profile haben ähnliche Zuströmbedingungen hinsichtlich der Nachlaufbreite und Größe des Turbulenzgrades, erzeugt durch die stromauf liegenden Zylinderstäbe für das „T106“-Profil bzw. den Stator S1\_sp für den Stator S2. Am „T106“-Profil [14] liegt das Verlustminimum dort, wo die eingetragene Turbulenz des Nachlaufes in die saugseitige Grenzschicht gerade die Ablöseblase unterdrückt. Bei einer weiter zunehmenden Interaktion des „T106“-Profils mit dem Zylinderstabnachlauf kommt es zu einer natürlichen Transition, die sich zunehmend stromauf verlagert. Bei einer abnehmenden Interaktion mit dem Nachlauf würde sich die Ablöseblase wieder vergrößern. Beides führt zu einer Zunahme der Verluste.

Die Verlustreduktion im Zusammenhang mit der Verkleinerung der Ablöseblase wurde auch am Stator S2 bestätigt. Zusätzlich konnte aber auch gezeigt werden, daß im Verlustminimum eine deutliche Reduktion der Turbulenzproduktion in der saugseitigen Grenzschicht entsteht, vermutlich oberhalb der Ablöseblase. Gleichzeitig wird auch die Umlenkung des Stators S2 verbessert. Dies geschieht in der Clockingposition, in der der Turbulenzeintrag aus dem S1\_sp-Nachlauf in die saugseitige Grenzschicht des Stators S2 am größten ist. Dies könnte

auch erklären, warum die Clockingposition beim „T106“-Profil etwa 6% der Teilung weiter von der Saugseite entfernt ist. Wird die Wechselwirkung des Zylindernachlaufes mit der saugseitigen Grenzschicht zu groß, kommt es zur natürlichen Transition, die weiter stromauf verlagert wird, wodurch die Verluste weiter ansteigen, vergl. Abbildung 6.50.

Bezogen auf das Druckverlustmaximum haben Fottner und Engber [14] und Acton [1] bei dem „T106“-Profil eine Wechselwirkung des Zylindernachlaufes mit der druckseitigen Grenzschicht beobachtet. Bei der Clockingposition  $Clp = -0.125$  ist der Turbulenzeintrag in die druckseitige Grenzschicht am größten. Dadurch schlägt die Grenzschicht gleich nach der Vorderkante turbulent um. Für den Stator S2 konnte aber in Kapitel 6.3 bis Kapitel 6.4 gezeigt werden, daß die Druckseite stets laminar ist und keine Abhängigkeit in ihrem Verhalten von der Clockingposition zeigt. Die Verluste für den Stator S2 werden dann am größten, wenn kaum Interaktionen zwischen dem Stator S2 und dem S1\_sp-Nachlauf stattfindet. Dies könnte erklären, warum das Verlustmaximum für den Stator S2 12.5% der Teilung weiter von der Druckseite entfernt liegt als für das „T106“-Profil.

Abschließend kann festgehalten werden, daß der Transitionsmechanismus zwar einen wichtigen Einfluß auf die Lage und die Größe der Verlustminima und der Verlustmaxima hat, aber nicht immer ursächlich für den Clocking-Effekt an stationär angeströmten Profilen sein muß. Die Messungen am Stator S2 haben gezeigt, daß der Transitionsmechanismus selbst nicht von der Clockingposition beeinflusst wird. Vielmehr kann die Wechselwirkung der Ablöseblase auf der Saugseite von Stator S2 mit dem S1\_sp-Nachlauf für die Verluständerung verantwortlich gemacht werden. Im Verlustminimum kommt es zu einer Reduktion der Blasengröße, zu einer verbesserten Umlenkung und Reduktion der Turbulenzproduktion.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des experimentellen Teils des Projektes „Numerische Simulation und experimentelle Untersuchung des Clocking-Effekts“, das am Fachgebiet „Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik“ (TFA) der TU Darmstadt gemeinsam mit dem Projektpartner, der Firma MTU München, durchgeführt wird. Dieses „Clocking Projekt“ ist Bestandteil des Förderprogrammes „AG Turbo“ unter der Leitung des „PTO Jülich“ und wird durch das BMWI gefördert.

Die Aufgabe dieser Arbeit bestand darin, im Rahmen des experimentellen Teils des „Clocking-Projektes“ ein Versuchskonzept zu erstellen, das den Clocking-Effekt in stationäre und instationäre Effekte aufteilt. Dafür war ein entsprechender Prüfstand zu entwickeln, im Rahmen von Voruntersuchungen zu optimieren und anschließend zu erstellen. Die in dieser Arbeit daraufhin durchgeführten Untersuchungen zum Clocking-Effekt beschränken sich auf den ersten Teil des dreiteiligen Versuchskonzeptes, das im Folgenden näher erläutert wird.

Als erste Variante wurde eine 1 ½-stufige, bei niedrigen Machzahlen betriebene Niederdruckturbine entwickelt, die an einen bereits vorhandenen Prüfstand angepaßt wurde. Das eigentliche Untersuchungsobjekt dieser Stator-Rotor-Stator-Kombination ist der zweite Stator, dessen Verlustverhalten in Abhängigkeit von der Clockingposition des Stators 1 untersucht werden sollte. Die Stator 2-Schaufeln wurden als „High-Lift-Profil“ mit laminare Ablöseblase auf der Saugseite ausgeführt. Die Sehnenlänge ist 38.7 mm und die Austrittsmachzahl beträgt 0.271 bei einem Austrittswinkel von  $151^\circ$  und einer Umlenkung von  $69.3^\circ$ .

Aufbauend auf dieser Stator-Rotor-Stator-Kombination ist eine zweite Variante entwickelt worden, bei dem die Stator 2-Schaufel unverändert bleibt und der Rotor durch ein Speichenrad ersetzt wurde. Ein solches Speichenrad besteht aus zylindrischen Stäben, die im Gegensatz zu einem beschaukelten Rotor eine vernachlässigbare Umlenkung besitzen. Durch die fehlende Umlenkung des Speichenrades dominieren die instationären, nachlaufinduzierten Effekte der Zylinderstäbe, weshalb diese Speichenradvariante als zirkulationsfrei betrachtet werden kann.

Die dritte Variante ist eine stationäre Stator-Stator-Anordnung die aus der Speichenradvariante abgeleitet wurde. Durch das Traversieren von Stator 1 in der Zuströmung von Stator 2 ohne Speichenrad werden ausschließlich stationäre nachlaufinduzierte Effekte an den Stator

2-Schaufeln induziert. Wie bereits zu Beginn erwähnt, ist diese Anordnung die Grundlage für die experimentellen Untersuchungen zum Clocking-Effekt in dieser Arbeit.

Um die Meßergebnisse der drei unterschiedlichen Versuchsaufbauten miteinander vergleichen zu können, müssen die Zuströmbedingungen zu den Stator 2-Schaufeln, den eigentlichen Untersuchungsobjekten, möglichst vergleichbar sein. Dies bezieht sich auf die Zuströmrichtung, Zuströmgeschwindigkeit sowie auf die Nachlaufstrukturen der stromauffliegenden Schaufelgitter und Zylinderstabgitter. Deshalb wurden nach Abschluß der aerodynamischen Auslegung und Fertigung der Schaufeln experimentelle Voruntersuchungen durchgeführt, bei der die Nachläufe der einzelnen Schaufeln und Zylinderstäbe mit einem Hitzdraht vermessen wurden. Das Ziel war die Bestimmung der Nachlaufentwicklung hinsichtlich der Nachlaufbreite, Defektgeschwindigkeit sowie der Turbulenzverteilung, um die optimalen Abstände der einzelnen Schaufelgitter zueinander festzulegen. Ebenso mußte eine Zylinderstabdicke gefunden werden, die den Nachlauf der Rotorschaufeln optimal abbildet. Hierbei hat sich gezeigt, daß bei ähnlicher Nachlaufentwicklung der beiden umströmten Körper die Hinterkantendicke einer Schaufel mit der Zylinderstabdicke übereinstimmt.

Nach Abschluß der Voruntersuchungen, Optimierung der drei Versuchsaufbauten sowie Fertigung und Montage des Prüfstandes, wurden Messungen an der stationären Stator-Stator-Anordnung durchgeführt. Zur Messung des Totaldruckverlustes und der Abströmwinkel in Abhängigkeit von der Clockingposition wurde eine stationäre 3-Lochsonde vor und hinter dem Stator 2 traversiert, wobei gleichzeitig der Eintrittstotaldruck mit Hilfe einer Pitotsonde vermessen wurde. Weiter sind Hitzdrahtmessungen mit einem Eindraht vor und hinter dem Stator 2 durchgeführt worden, um die Turbulenzverteilung und Turbulenzentwicklung zu bestimmen. Zusätzlich zu den Nachlaufmessungen wurde die Grenzschicht der Stator 2-Schaufeln mit Oberflächenheißeilmen und Wanddruckbohrungen analysiert.

Die Meßergebnisse haben gezeigt, daß der Totaldruckverlust im Stator 2 in Abhängigkeit von der Clockingposition um etwa 11% variiert. Dabei entsteht ein Verlustminimum, wenn die Stator 1-Nachlaufmitte um 6% der Teilung zur Saugseite von Stator 2 und ein Verlustmaximum, wenn die Stator 1-Nachlaufmitte um 25% der Teilung zur Druckseite von Stator 2 versetzt auftrifft. Die Winkelmessungen hinter Stator 2 zeigen außerdem einen um  $0.18^\circ$  vergrößerten Austrittswinkel im Verlustminimum relativ zum Verlustmaximum. Aus den Turbulenzmessungen hinter Stator 2 ist zu erkennen, daß es im Verlustminimum zu einer Reduktion der mittleren turb. kin. Energie kommt.

Die  $C_p$ -Verläufe auf der Schaufeloberfläche von Stator 2 zeigen auf der Saugseite eine stabile laminare Ablöseblase als „short bubble“, die ihre Größe in Abhängigkeit von der Clockingposition verändert. Die Ausdehnung der Ablöseblase ist im Druckverlustmaximum am größten und wird im Verlustminimum um 30% reduziert. Im Gegensatz zur Saugseite wird die Grenzschicht der Druckseite nur wenig durch die Clockingposition beeinflusst. Dies wird

auch von der relativen Wandschubspannung und den bezogenen RMS-Werten aus den Oberflächenheifilm-messungen bestätigt. Die Intermittenz und die Amplitudenhäufigkeitsverteilung entlang der Schaufeloberfläche haben darüber hinaus gezeigt, daß die Grenzschicht auf der Druckseite und auf dem vorderen Bereich der Saugseite unabhängig von der Clockingposition stets laminar bleibt. Die Transitionsform auf der Saugseite bleibt unverändert, und stromab wurde ein Rückgang der Intermittenz in Abhängigkeit von der Clockingposition beobachtet. Im Verlustminimum zeigten sich die niedrigsten Intermittenzwerte.

Die Vorgänge am Stator 2 sind im Druckverlustminimum wie folgt charakterisiert:

- Verkleinerung der Ablöseblase
- Vergrterter Austrittswinkel
- Reduzierte Turbulenzproduktion

Die Verkleinerung der Blasenlänge im Verlustminimum kann mit dem erhöhten Turbulenzeintrag aus dem Stator 1-Nachlauf erklären werden, der sich wie eine Reynoldszahlerhhung auswirkt. Zudem ist die Vergrößerung des Austrittswinkels auf eine verbesserte Umlenkung zurückzuführen. Das Profil ist im Verlustminimum in der Lage, mehr Umlenkung zu erzielen. Die bisherigen Messungen lassen aber keine direkte Aussage darüber zu, wie es zur Reduktion der Turbulenzproduktion im Verlustminimum kommt. Es wird vermutet, daß durch den zusätzlichen Turbulenzeintrag des Stator 1-Nachlaufes in die saugseitige Grenzschicht von Stator 2 und der daraus resultierenden Blasenverkleinerung insgesamt weniger Turbulenz in der abgelösten Scherschicht der Ablöseblase produziert wird. Dies könnte auch den Rückgang der Intermittenz stromab der Transition erklären.

Mit den Messungen an der stationären Stator-Stator-Anordnung wurde nachgewiesen, daß die Stator 2-Schaufeln ein gutes Clockingpotential besitzen, so daß nachfolgende Messungen an den instationären Aufbauten erfolgversprechend sind. Für das Gesamtverständnis der Verlustentstehung wäre es sinnvoll, im Anschluß an die instationären Messungen noch einmal Untersuchungen an der stationären Stator-Stator-Anordnung durchzuführen.

So könnte mit einem Hitzdraht die saugseitige Grenzschicht der Stator 2-Schaufeln untersucht werden. Vor allem der Bereich kurz hinter der Ablöseblase wäre von Interesse, da hier möglicherweise die beobachtete Turbulenzreduktion stattfindet. Zusätzlich könnte auch ein Vergleich dieser Hitzdrahtmessungen mit den Intermittenzberechnungen aus den Heifilmsignalen an der Wand durchgeführt werden. Hieraus ließen sich Rückschlüsse ziehen, inwieweit mit Heifilmmessungen tatsächlich Aussagen über wandentfernte Ereignisse gemacht werden können. Zudem könnten Kreuzdrahtmessungen direkt hinter der Hinterkante von Stator 2 zusätzliche Hinweise auf die Verlustentstehung in der Grenzschicht geben.

Weiter wäre es möglich durch eine Vergrößerung der Reynoldszahl die Transition der Stator 2-Schaufeln hin zur Bypass-Transition zu verändern. Dabei wären Untersuchungen zum Verhalten der druckseitigen Grenzschicht und zu möglichen Veränderungen der Verlustmechanismen auf der Saugseite in Abhängigkeit von der Clockingposition von Interesse.



## Summary

This Thesis was developed in the course of the experimental part of the Project „Numerical simulations and experimental investigations of the Clocking-Effect“ and was carried out at the Chair of Turbomachinery and Fluidpower at the Darmstadt University of Technologie in corporation with the project partner MTU Munich. This so called „Clocking-Project“ is part of the German research program “AG TURBO II” which is financially supported by the German Federal Ministry of Economics and Technology.

The aim of this thesis was to develop an experimental concept to separate the Clocking-Effect into steady and unsteady effects. Therefore a special test rig was developed, optimised during some preliminary experiments and afterwards built up. The following experimental investigations, reported in this thesis, were confined to the first part of the three part experimental investigation, explained in the following.

As the first setup a 1 ½ stage low pressure turbine was developed, which was adopted to a already existing test rig. The second stator blade of this stator-rotor-stator-setup is the object to investigate. Its loss behaviour will be investigated in dependence of the circumferentially relative position of the stator 1, the so called clocking-position. The second stator blade was designed as a state of the art high lift low pressure turbine profile with a laminar separation bubble on its suction side. The profile length is 38.7 mm and the outlet mach number is 0.271 referring to an outlet angle of 151° and a deflection of 69.3°.

Proceeding from this stator-rotor-stator-setup a second setup was developed by replacing the rotor by a spoked wheel, consisting of thin cylindrical bars. The second stator, the object to investigate, was kept constant. The cylindrical bars of the spoked wheel produce nearly no deflection compared with the rotor blades. Therefore this spoke wheel setup can be seen as unsteady but with no circulation effects.

The third and last setup is a purely steady flow setup derived from the spoked wheel setup. By changing the clocking-position of the first stator after removing the spoked wheel only steady wake induced effects exist. As already mentioned before, this so called stator-stator-setup is the basis of the experimental investigations of this thesis.

To compare the experimental results of all the three different setups with each other the flow conditions upstream stator 2, the object to investigate, have to be comparable for all setups. This means same angle of attack, same upstream velocity and equal structure of the up-

coming wakes. Therefore some preliminary experiments were conducted to determine the wake structure downstream of each blade type and different cylindrical bars using a single hot wire. The aim was to determine the development of the wake width, depth and turbulence intensity to find out the optimum distance between each blade row. Also a cylindrical bar with an optimum diameter had to be found with equal wake structures like the rotor blade. The results show, that equal wake structures could be expected when the bar diameter is the same like the trailing edge thickness of the blade.

On the basis of the preliminary experiments the test rig was built and the clocking measurements were conducted using the steady stator-stator-setup. To determine the total pressure losses and the stator 2 exit angle in dependence of the clocking-position a steady three hole pressure probe was traversed upstream and downstream of the stator 2 whereby a pitot tube was used to determine the inlet total pressure. Also single hot wire probes were traversed upstream and downstream of the stator 2 to determine the turbulence distribution. Additionally the surface of some stator 2 blades were equipped with surface mounted hot films and static pressure holes to analyse the boundary layer development.

The results show a change in total pressure loss of the stator 2 blades of some 11% in dependence of the clocking-position. A loss minimum results when the wake of stator 1 is shifted by 6% of the pitch to the suction side of the stator 2 blade. A maximum pressure loss results when the wake of stator 1 is shifted by 25 % of the pitch to the pressure side of the stator 2 blade. The measurements of the stator 2 exit angle show an increase of some  $0.18^\circ$  within the total pressure loss minimum. Additionally the hot wire measurements downstream stator 2 show a decrease in mean turbulent kinetic energy within the total pressure loss minimum.

The static pressure distribution on the suction side of stator 2 show a laminar separation bubble as a „short bubble“ which changes its size in dependence of the clocking-position. The separation bubble is extreme in size within the total pressure loss maximum and reduces its size in the magnitude of some 30% within the total pressure loss minimum.

The pressure side of the stator 2 blade shows no significant change in the static pressure distribution in dependence of the clocking-position. Additionally the intermittency and the probability density function calculated from the surface mounted hot film measurements show a stable laminar boundary layer on the pressure side of the stator 2 blade for all clocking-positions. The intermittency distribution and the probability density function for the stator 2 blade suction side show no influence of the clocking-position on the transition behaviour. But downstream of the laminar separation bubble the intermittency values decrease, whereby a significant influence of the clocking-position is observed. The intermittency values show a minimum within the total pressure loss minimum.

The characteristics of the stator 2 blades within the total pressure loss minimum can be summarised as followed:

- decrease in laminar separation bubble size
- increase in exit angle
- reduction of the downstream turbulent intensity

The decrease in laminar separation bubble size is derived from the high turbulent intensity of the stator 1 wake convected into the suction side boundary layer. This increase in turbulent intensity has the same effect like a Reynolds number increase. The increase in the stator 2 exit angle can be explained by an increase in stator 2 deflection. Obviously the profile is able to produce more deflection within the total pressure loss minimum. But the measurements so far give no answer to the reduction of the downstream turbulent intensity itself. Probably the decrease in laminar separation bubble size leads to a reduced production of turbulence within the separated shear layer.

It would be of interest for further investigations to carry out additional experiments of the stator-stator-setup to gain more detailed information's about the stationary loss-behaviour of the stator 2 blades.

The stator 2 suction side boundary layer could be investigated using a single hot wire. Of special interest would be the area close to the separation bubble and downstream to find out where the already observed reduction of the turbulent intensity have its origin. Additionally cross wire measurements downstream stator 2 could give some more information's about the loss production and the distribution of the Reynolds stresses.

Finally an increase of the Reynolds number would change the transition mode of the stator 2 blade suction side from transition via laminar separation bubble to by-pass transition. It would be of interest if the pressure side boundary layer behaviour changes and if any change in suction side transition behaviour takes place in dependence of the clocking-position.

## Literaturverzeichnis

- [1] P. Acton. „Untersuchungen des Grenzschichtumschlages an einem hochbelasteten Turbinengitter unter inhomogenen und instationären Zuströmbedingungen“. Dissertation UniBw München, 1997.
- [2] A. Binder, T. Schröder, J. Hourmouziadis. „Turbulence measurements in a multistage LP-Turbine“. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, Vol. 111, p.p. 153-161.
- [3] A. Biran, M. Breiner. „Matlab für Ingenieure“. Addison-Wesley-Verlag, 1995, ISBN 0-201-56524-2.
- [4] C. Breitbach, B. Stoffel. „Computation of Wake-Induced Unsteady Flow on a Flat Plate using Two-Layer Turbulence Models“. Proceedings of „The 8<sup>th</sup> International Symposium on Flow Modeling and Turbulence Measurements“, FMTM2001, Tokyo, 4.-6. December, 2001.
- [5] H.H. Bruun. „Hot-Wire Anemometry“. Oxford Science Publication, ISBN 0-19-856342-6.
- [6] V. R. Capece, S. Fleeter. „Unsteady Aerodynamic Interactions in Multistage Compressors“. ASME Journal of Turbomachinery, 1987, Vol. 109, p.p. 420-428.
- [7] P. Chakka, M. T. Schobeiri. „Modelling Unsteady Boundary Layer Transition on a Curved Plate Under Periodic Unsteady Flow Conditions: Aerodynamic and Heat Transfer Investigations“. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, Vol. 121, p.p. 88-97.
- [8] N. A. Cumpsty, Y. Dong, Y. S. Li. „Compressor Blade Boundary Layers in the Presence of Wakes“. ASME Paper 95-GT-443.
- [9] D. J. Dorney, O. P. Sharma. „A Study of Turbine Performance Increases Through Airfoil Clocking“. AIAA Paper 96-2816, 1996.

- 
- [10] D. J. Dorney, D. L. Sondak, U. E. Stang, et. al. „Computational Study of Clocking in an Embedded Stage in a 4-Stage Industrial Turbine“. ASME Paper 2001-GT-0509, 2001.
- [11] D. J. Dorney, O. P. Sharma, K. L. Gundy-Burlet. „Physiks of Airfoil Clocking in a High-Speed Axial Compressor“. ASME Paper, 98-GT-82.
- [12] D. J. Dorney, et. al. „Full-Annulus Simulations of Airfoil Clocking in a 1 ½ Stage Axial Compressor“. International Journal of Turbo and Jet Engines, 16, 1999, p.p. 149-160.
- [13] J. Eifler. „Zur Frage der freien turbulenten Strömungen, insbesondere hinter ruhenden und bewegten Zylindern“. Dissertation, TU Darmstadt, 1974.
- [14] M. Engber, L. Fottner. „The Effect of Incoming Wakes on Boundary Layer Transition of a Highly Loaded Turbine Cascade“. AGARD PEP 85<sup>th</sup> Symposium on „Loss Mechanisms and Unsteady Flows in Turbomachines“, 8-12 Mai 1995, CP-571.
- [15] F. Eulitz, K. Engel. „Numerical investigations of wake interactions in a low pressure turbine and its influence on loss mechanisms“. ASME-Paper 98-GT-563, 1998.
- [16] O. Fiedler. „Strömungs- und Durchflußmeßtechnik“. Oldenburg Verlag GmbH München, ISBN 3-486-2219-1
- [17] K. Funazaki. „Unsteady boundary layers on a flat plate disturbed by periodic wakes: part2“. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, p.p. 337-346, 1996.
- [18] L. W. Griffin, F. W. Huber, O. P. Sharma. „Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils“. Part 2 Numerical Results. ASME Paper 95-GT-28, 1995.
- [19] D. E. Halstead, et. al. „Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines – Part 1 Composite Picture“. ASME Journal of Turbomachinery, January 1997, Vol. 119, p.p. 114-127.
- [20] D. E. Halstead, et. al. „Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines – Part 2 Compressors“. ASME Journal of Turbomachinery, July 1997, Vol. 119, p.p. 426-444.
- [21] D. E. Halstead, et. al. „Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines – Part 3 LP Turbines“. ASME Journal of Turbomachinery, April 1997, Vol. 119. p.p. 225-237.

- [22] D. E. Halstead, et. al. „Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines – Part 4 Computations and Analyses“. ASME Journal of Turbomachinery, January 1997, Vol. 119.
- [23] N. W. Harvey, V. Schulte, et al. „The role of research in the aerodynamic design of an advanced low-pressure turbine“. Professional Engineering Publishing, London 1999, p.p. 123-132.
- [24] A. Hatman, T. Wang. „Separated-Flow Transition-Part 1-3“, ASME Paper, Nos. 98-GT-461/462/463, 1998.
- [25] A. Hatman, T. Wang. „A Prediction Model for Separated Flow Transition“, ASME Paper, 98-GT-237, 1998.
- [26] V. Haueisen. „Untersuchungen des Grenzschichtumschlags am Kreiszylinder bei unterschiedlichen stationären und instationären Zuströmbedingungen“. Dissertation, TU Darmstadt, 1995.
- [27] B. T. Hedley, F. J. Keffer. „Turbulent/non-turbulent decisions in an intermittent flow“. Journal of Fluid Mechanics, 1974, Vol. 64, p.p. 625-644.
- [28] R. Herbst. „Entwicklung von Grenzschichten bei instationärer Zuströmung“. Dissertation, TH Darmstadt, 1980.
- [29] W. Heinke, B. Stoffel, K. Heinig, A. Fiala. „Numerische Simulation und experimentelle Untersuchungen zum Clocking-Effekt“. Tagungsband des „Siebten Statusseminar Verbundprojekt CO<sub>2</sub>-armes Kraftwerk -500 MW auf einer Welle“, 7.-8. Dezember, 2000, p.p. 11.1-11.12.
- [30] H. P. Hodson. „Aspects of Unsteady Blade-Surface Boundary Layers and Transition in Axial Turbomachines“. VKI Lecture Series 1991-06.
- [31] W. Höhn, K. Heinig. „Numerical and Experimental Investigation of Unsteady Flow Interaction in a Low-Pressure Multistage Turbine“. ASME Journal of Turbomachinery, October 2000, Vol. 122. p.p. 628-633.
- [32] J. Hourmouziadis. „Aerodynamic Design of Low Pressure Turbines“. AGARD Lecture Series 167, 1989.

- 
- [33] J. Hourmouziadis, W. Lou. „Separation Bubbles Under Steady and Periodic-Unsteady Main Flow Conditions“. ASME Journal of Turbomachinery, October 2000, Vol. 122. p.p. 634-643.
- [34] R. J. Howell, H. P. Hodson, N.W. Harvey, V. Schulte. „High Lift and Aft-Loaded Profiles for Low-Pressure Turbines“. ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123. p.p. 181-188.
- [35] S. T. Hsu, A. M. Wo. „Reduktion of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking“. Journal of Turbomachinery, October 1998, Vol. 120. p.p. 705-713.
- [36] F. W. Huber, O. P. Sharma, S. W. Gaddis. „Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils“. Part 1 Experimental Investigation. ASME Paper 95-GT-27, 1995.
- [37] F. Hummel. „Wake-Wake Interaction and its Potential for Clocking in a Transonic High-Pressure Turbine“. ASME Journal of Turbomachinery, Januar 2002, Vol. 124. p.p. 69-76.
- [38] B. Kistner. „Modellierung und numerische Simulation der Nachlaufstrukturen von Turbomaschinen am Beispiel einer Axialturbinenstufe,„. Dissertation TU Darmstadt, 1999.
- [39] M. Ladwig. „Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß einer inhomogenen Zuströmung auf die Entwicklung des Strömungsfeldes in Turbinenschaufelgittern“ Dissertation UniBw München, 1991.
- [40] B. Lakshminarayana. „Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery“. A Wiley-Interscience Publication, 1996, ISBN 0-471-85546-4
- [41] S. Leslie et. al. „Large-scale motion in the intermittent region of a turbulent boundary layer“. ASME Journal of Fluid Mechanic, vol. 41, part 2, p.p. 283-325, 1970.
- [42] E. Malkiel, R. E. Mayle. „Transition in Separation Bubble“. ASME Journal of Turbomachinery, Oktober 1996, Vol. 118. p.p. 752-759.
- [43] R. E. Mayle. „The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines“. ASME Journal of Turbomachinery, Oktober 1991, Vol. 113. p.p. 509-537.

- [44] M. V. Morkovin. „Instability, transition to turbulence and predictability“. Fluid Dynamics Panel Symposium on "Laminar-Turbulent Transition", p.p 22 – 27, 1978.
- [45] K. J. Müller. „Thermische Strömungsmaschinen. Auslegung und Berechnung“. Springer-Verlag, 1978, ISBN 3-211-81501-5.
- [46] T. Müller. „Untersuchungen von Geschwindigkeitsprofilen und deren Entwicklung in Strömungsrichtung in zweidimensionalen transitionalen Grenzschichten an Hand eines Geschwindigkeitsmodells“. Dissertation TU-Darmstadt, 1991.
- [47] U. Orth. „Unsteady boundary layer transition in flow periodically disturbed by wakes“. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, p.p. 707-713, 1993.
- [48] C. Patel, G. Scheurer. „Calculation of Two-Dimensional Near and Far Wakes“. AIAA Journal, 20, p.p. 900-907, 1982.
- [49] Persönliche Mitteilung der MTU, März 2002.
- [50] H. Pfeil, R. Herbst. „Transition procedure of instationary boundary layers“. ASME Paper, 79-GT-128, 1979
- [51] H. Pfeil, R. Herbst, T. Schröder. „Investigation of the laminar-turbulent transition of boundary layers disturbed by wakes“. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 105, 1983.
- [52] H. Pfeil, W. Pache. „Messungen von Strömungsgrenzschichten unter Turbomaschinenbedingungen“. Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung, 1 Heft 4, p.p. 267-277, 1977
- [53] R. Raj, B. Lakshminarayana. „Characteristics of the Wake Behind a Cascade of Airfoils“. Journal of Fluid Mechanics, 61, p.p. 707-730, 1973.
- [54] H. Reichardt. „Gesetzmäßigkeiten der freien Turbulenz“. VDI-Forschungsheft 414, Ausgabe B, 1951.
- [55] U. Reinmöller, R. Niehuis. „Clocking Effects in a 1.5 Stage Axial Turbine-Steady and Unsteady Experimental Investigations Supported by Numerical Simulations“. ASME Journal of Turbomachinery, January 2002, Vol. 124. p.p. 52-58.



- 
- [56] N. Römer, „Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Umschlagverhalten der Profilgrenzschicht an Verdichter- und Turbinengittern“. Dissertation, UnBw München, 1990.
- [57] H. Schlichting, K. Gersten. „Grenzschichttheorie“. Springer-Verlag, 9. Auflage, 1997, ISBN 3-540-55744-X.
- [58] M. T. Schobeiri et. al. „Development of Two-Dimensional Wakes within Curved Channels: Theoretical Framework and Experimental Investiagion“. Transaction of the ASME, Vol. 118, p.p. 506-518, July 1996.
- [59] T. Schröder. „Entwicklung des instationären Nachlaufs hinter quer zur Strömungsrichtung bewegten Zylindern und dessen Einfluß auf das Umschlagverhalten von ebenen Grenzschichten stromabwärts angeordneter Versuchskörper“. Dissertation, TH Darmstadt, 1984.
- [60] T. Schröder. „Boudary Layers in Turbomachines“. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 1991-06, 2.-6. September, 1991.
- [61] G. B. Schubauer, P. S. Klebanoff. „Contributions on the mechanics of boundary-layer transition“. Supersedes NACA TN 3489, Report 1289, 1955.
- [62] V. Schulte, H. P. Hodson. „Predicition of the becalmed region for LP turbine profile design“. ASME paper 97-GT-398, 1997.
- [63] W. J. Solomon. „Unsteady Boundary Layer Transition on Axial Compressor Blades“. Doctor Thesis, University of Tasmania, 1996.
- [64] L. Speidel. „Beeinflussung der laminaren Grenzschicht durch periodische Störungen der Zuströmung“. Zeitschrift für Flugwissenschaften, 5 Heft 9, p.p. 270-275 (1957).
- [65] J. H. Spurk. „Strömungslehre. Einführung in die Theorie der Strömungen“. Springer-Verlag, 3. Auflage, 1993, ISBN 3-540-55077-1.
- [66] P. Stadtmüller, L. Fottner, A. Fiala. „Experimental and Numerical Investigations of Wake-Induced Transition on a Highly Loaded LP-Turbine at low Reynolds Numbers“. ASME Paper, 2000-GT-0269, 2000.

- [67] T. Kouno, S. Obi and S. Masuda. „DNS Study on the measurement of turbulent wall shear stress using surface-mounted Hot Film Sensors“. Proceedings of the „2<sup>nd</sup> international Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena“, Vol. 2, KTH, Stockholm, 27.-29 Juni, 2001, p.p. 141-146.
- [68] W. Traupel. „Thermische Turbomaschinen“. Springer-Verlag, 1. Band, 1958, ISBN 3-540-07939-4.
- [69] N. Trost. „Einfluß der Zuströmturbulenz auf die Strömung in Axialgittern“. Dissertation, TH Darmstadt, 1979.
- [70] J. Thurso, B. Stoffel. „Numerical Simulation of Wake Velocity and Wake Turbulence Effekts on Unsteady Boundary Layer Transition“. Proceedings of the „4<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Theromodynamics“, Florence, 2.-23. März, 2001, p.p 855-866.
- [71] Unterlagen zur Auslegung des Prüfstandes. MTU und TFA, 1997/98.
- [72] A. Urlaub. „Flugtriebwerke. Grundlagen, Systeme, Komponenten“. Springer-Verlag, 2. Auflage, 1995, ISBN 3-540-57009-8.
- [73] G. J. Walker. „The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines: A Discussion“. ASME Journal of Turbomachinery, April 1993, Vol. 115. p.p. 207-217.
- [74] G. J. Walker, J. D. Hughes, W. J. Solomon. „Periodic Transition on an Axial Compressor Stator-Incidence and Clocking Effecs“ Part I and Part II. ASME Paper, 98-GT-363 and 98-GT-364.
- [75] M. A. Zaccaria, B. Lakshminarayana. „Unsteady Flow Field due to Nozzle Wake Interaction with the Rotor in an Axial Flow Turbine“. Part 2-Rotor Exit Flow Field, ASME Journal of Turbomachinery, 119, p.p. 214-224, 1997.

## Anhang A

### Schaufeldaten S1\_rot

LaufendeNr.	X	Y
1	2.386	18.762
2	2.448	18.753
3	2.543	18.862
4	2.65	19.216
5	2.596	20
6	2.408	20.387
7	2.124	20.745
8	1.773	21.07
9	1.35	21.388
10	0.982	21.634
11	0.66	21.84
12	0.246	22.101
13	0.026	22.24
14	0.015	22.246

Tabelle A.1

LaufendeNr.	X	Y
15	-0.006	22.249
16	-0.024	22.236
17	-0.028	22.219
18	-0.02	22.202
19	-0.004	22.187
20	0.393	21.799
21	0.718	21.48
22	1.012	21.185
23	1.354	20.822
24	1.642	20.483
25	1.951	20.044
26	2.166	19.612
27	2.284	19.182
28	2.326	18.893

Koordinaten S1\_rot

$d_{vk}$	2.2 mm	$d_{hk}$	0.6 mm
$\beta_s$	54°	$t_M$	37.2 mm
$h$	101.75 mm	$l$	42.79 mm
$l_{ax}$	35 mm		

Tabelle A.2

Geometrie S1\_rot

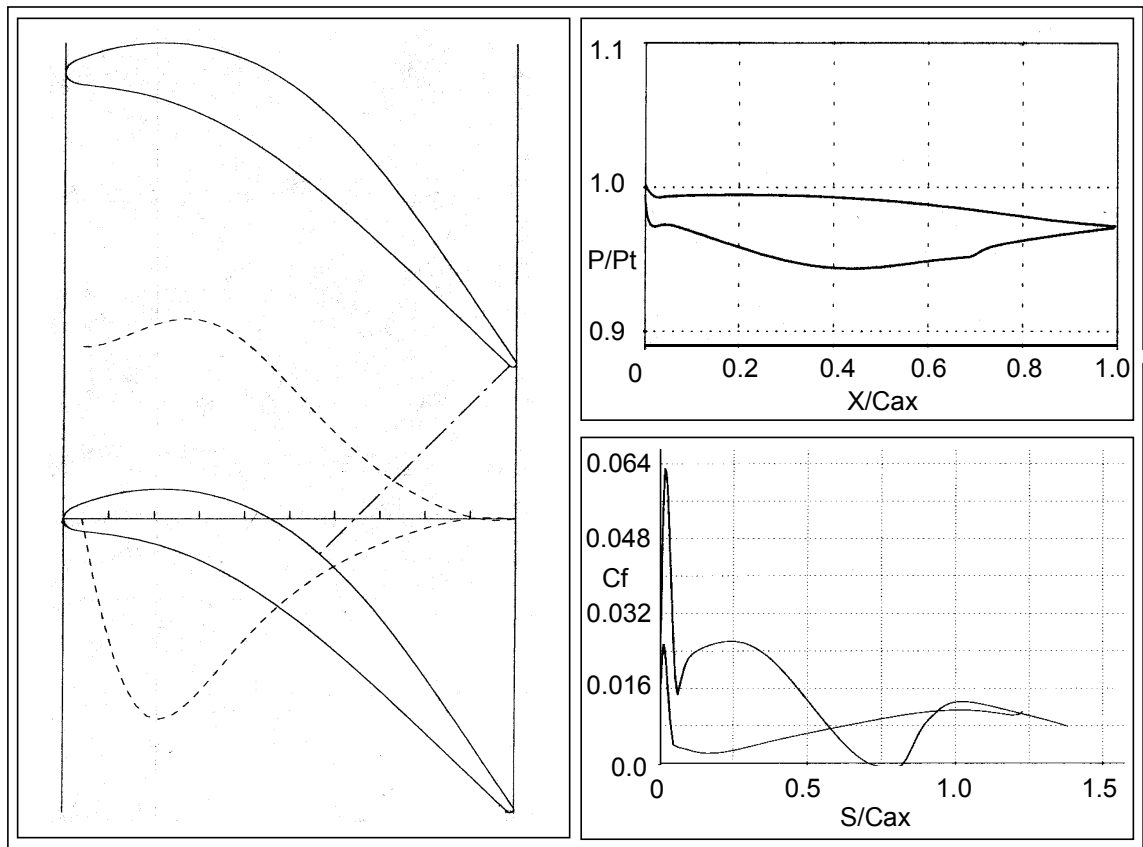


Abbildung A.1

Schaufelprofil S1\_rot [71]

## Schaufel­daten R1

$d_{V_k}$	2 mm	$d_{H_k}$	0.7 mm
$\beta_s$	58°	$t_M$	31.7 mm
$h$	101.75 mm	$l$	41.01 mm
$l_{ax}$	35 mm		

Tabelle A.3

Geometrie R1

LaufendeNr.	X	Y
1	2.817	29.183
2	2.834	29.203
3	2.835	29.227
4	2.821	29.245
5	2.798	29.249
6	2.774	29.238
7	2.384	28.986
8	1.916	28.681
9	1.495	28.387
10	1.107	28.074
11	0.781	27.738
12	0.541	27.375
13	0.405	26.986
14	0.379	26.583
15	0.457	26.186

Tabelle A.4

LaufendeNr.	X	Y
16	0.607	25.829
17	0.647	25.773
18	0.703	25.75
19	0.762	25.769
20	0.795	25.82
21	0.799	25.884
22	0.78	26.245
23	0.801	26.601
24	0.885	26.95
25	1.039	27.292
26	1.261	27.627
27	1.537	27.956
28	1.851	28.279
29	2.182	28.594
30	2.526	28.913

Koordinaten R1

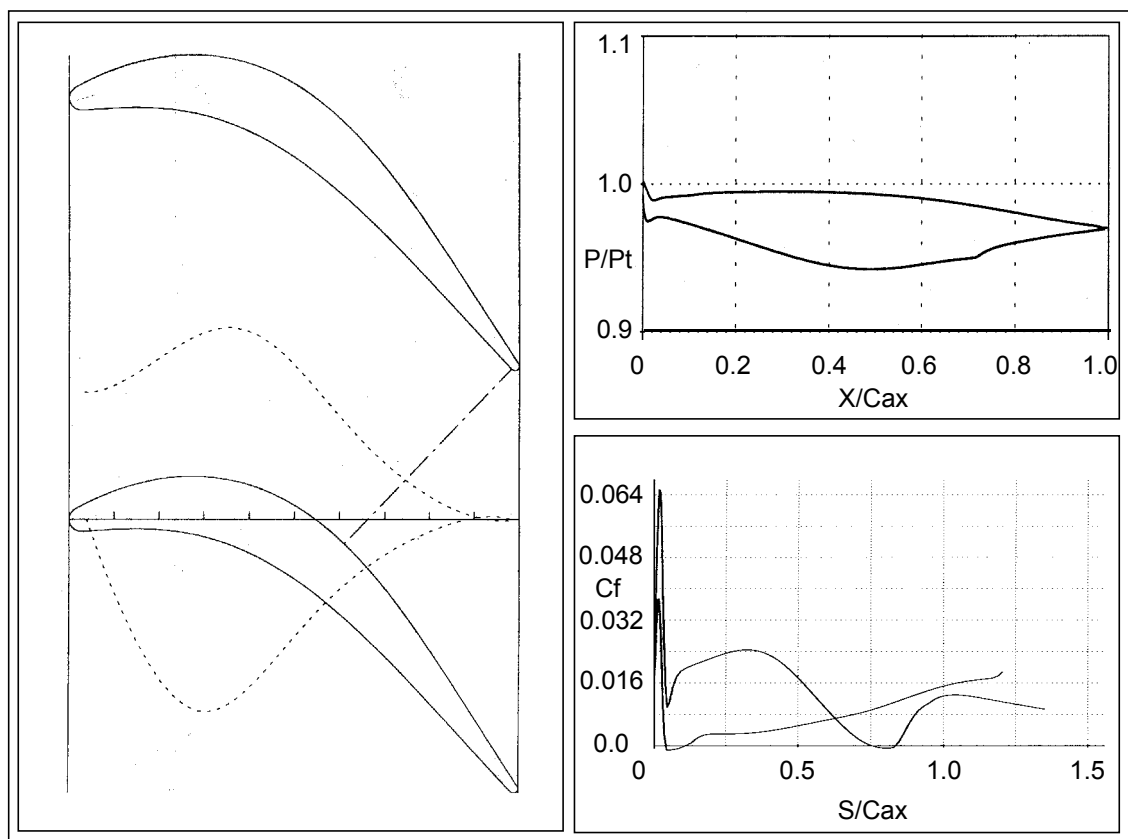


Abbildung A.2

Schaufeldaten R1 [71]

## Schaufel­daten S1\_sp

$d_{V_k}$	1.5 mm	$d_{H_k}$	0.6 mm
$\beta_s$	$85.5^\circ$	$t_M$	37.2 mm
$h$	101.75 mm	$l$	53.5 mm
$l_{ax}$	55 mm		

Tabelle A.5

Geometrie S1\_sp

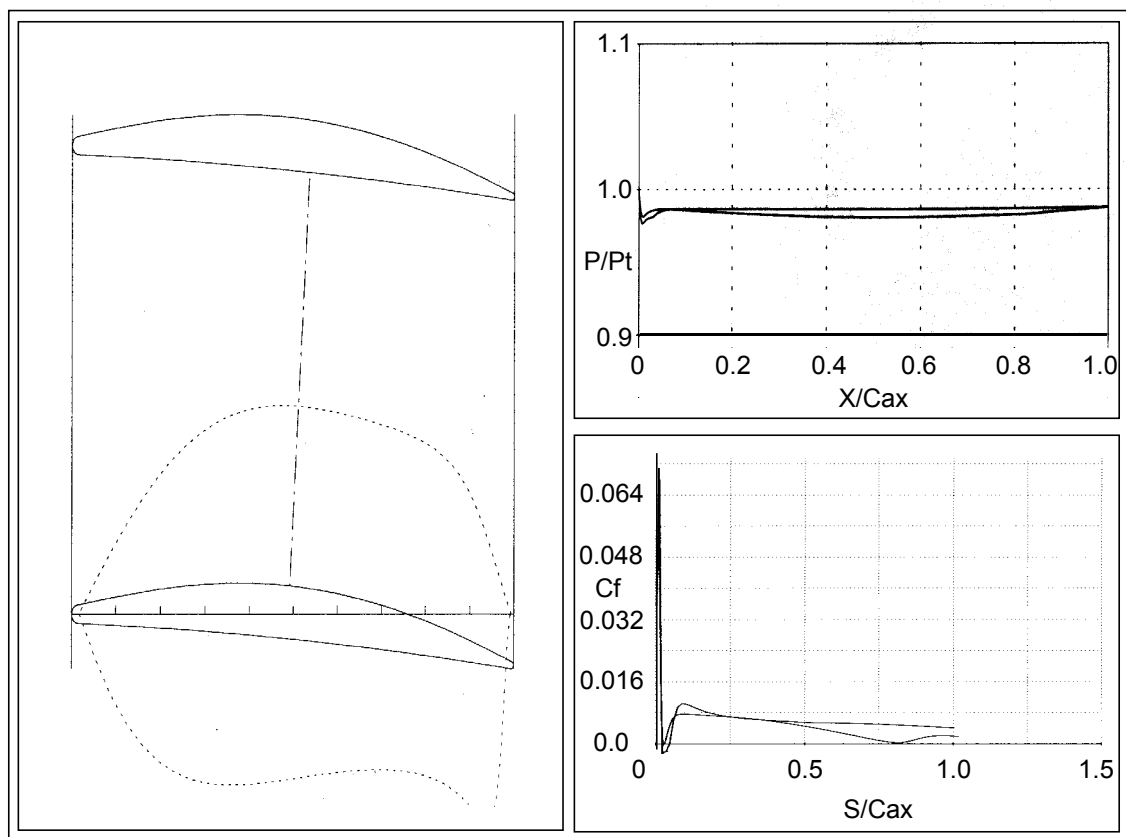


Abbildung A.3

Schaufel­daten S1\_sp [71]

## Schaufeldaten S2

$S_{\text{gesSS}}$	47 mm	$d_{\text{V}_k}$	2.2 mm
$S_{\text{gesDS}}$	40.1 mm	$d_{\text{H}_k}$	0.6 mm
$\beta_s$	53°	$t_M$	37.2 mm
$h$	101.75 mm	$l$	38.67 mm
$l_{\text{ax}}$	30 mm		

Tabelle A.6

Geometrie S2

LaufendeNr.	X	Y
1	3.423	27.060
2	3.468	22.886
3	3.389	28.342
4	3.343	28.481
5	3.309	24.271
6	3.542	4.994
7	3.485	13.093
8	3.432	19.333
9	3.379	23.131
10	3.352	24.004
11	3.323	24.287
12	3.312	27.660
13	3.293	24.198

Tabelle A.7

LaufendeNr.	X	Y
14	3.283	24.216
15	3.275	24.764
16	3.278	25.699
17	3.286	26.287
18	3.569	0.949
19	3.570	0.838
20	3.572	0.724
21	3.574	0.758
22	3.575	0.914
23	3.574	1.345
24	3.574	1.234
25	3.551	6.055
26	3.504	15.858

Koordinaten S2



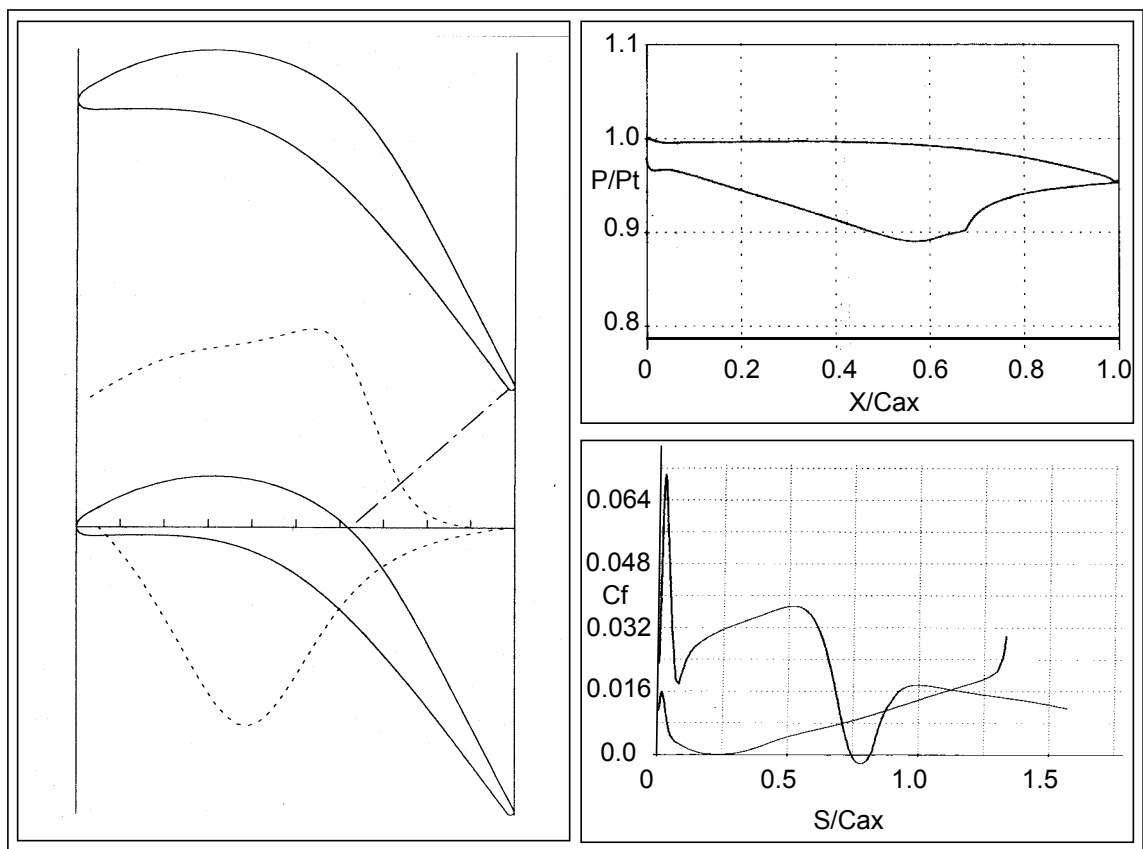


Abbildung A.4

Schaufeldaten S2 [71]

## Anhang B

### Ölanstrichbilder auf dem Stator S2

Im Rahmen der Voruntersuchungen aus Kapitel 5 sind neben den Nachlaufmessungen für die Schaufeln S1\_rot, S1\_sp und R1 zusätzlich Ölanstrichbilder auf dem Stator S2 angefertigt worden. Hierfür mußte, wie auch für die anderen Schaufeln, ein eigener Kanal gebaut werden, der an die geometrischen und aerodynamischen Randbedingungen des Stators S2 angepaßt wurde, vergl. Kapitel 5.3 und Abbildung 5.6.

Für die Versuche wurde die mittlere Schaufel des Schaufelgitters im Kanal mit einer Mischung aus Öl, Petroleum und roten Farbpigmenten bestrichen. Bei der Farbwahl hat sich Zyanrot als geeignet erwiesen, da so ein guter Kontrast auf der polierten Aluminiumschaufel erreicht werden konnte. Danach wurde der Schaufelkanal in die Meßstrecke 2 des Vorversuchsprüfstandes eingebaut, und der Prüfstand wurde bis zum Erreichen der erforderlichen Zuströmbedingungen (vergl. Abbildung 3.5) hochgefahren und in diesem Betriebspunkt konstant gehalten.

Durch die Strömung wird das Farbgemisch gleichmäßig auf der Schaufeloberfläche verteilt, bis nach einer gewissen Zeit das Petroleum verdampft und das Gemisch austrocknet. Der Erfolg des Ölanstrichverfahrens hängt von der richtigen Mischung aus Öl und Petroleum und einer möglichst kurzen Anfahrzeit ab. Dauert der Anfahrvorgang zu lange oder ist der Petroleumanteil zu gering, dann trocknet das Gemisch aus, bevor sich der gewünschte stationäre Grenzschichtzustand einstellt. Ist der Petroleumanteil zu groß, ist das Gemisch zu fließfähig und die gesamten Farbpartikel werden ausgetragen, bevor der Betriebspunkt erreicht ist. Bis brauchbare Anstrichbilder erzeugt werden können, ist viel Optimierungsarbeit und Erfahrung notwendig.

Nach einer gewissen Betriebszeit wird dann die Anlage abgeschaltet und die Versuchsschaufel ausgebaut. Abbildung B.1 zeigt eine Fotografie eines erfolgreichen Ölanstrichversuchs, oben die Druckseite und unten die Saugseite des Stators S2. Um in der Abbildung den Kontrast zu verbessern, werden die Fotografien in schwarzweiß dargestellt.

Auf der Druckseite ist im Vorderkantenbereich der Schaufel (1) eine Farbanhäufung zu erkennen, die durch die Einbaulage der Schaufel entsteht, vergl. Abbildung 5.6. Auf Grund der „Überkopflage“ der Schaufel häuft sich das Gemisch in diesem Bereich stark an und kann im Anschluß durch die Strömung nicht verteilt werden. Die schlechte Farbverteilung entlang der

gesamten Schaufeloberfläche ist ebenfalls auf die Einbaulage zurückzuführen. Eine Aussage über den Grenzschichtzustand der Druckseite kann aus den Ölanstrichbildern nicht gemacht werden.

Anders verhält sich dies auf der Saugseite. Deutlich ist das Ablösen (A) und das Wiederanlegen (W) der Strömung zu erkennen. Innerhalb der Blase häuft sich im Totwassergebiet das Farbgemisch an (2) und rezirkuliert, weshalb es nicht von der Strömung ausgetragen wird. Vor der Ablöselinie war auf der Versuchsschaufel eine feine längsgerichtete Struktur der Farbe und nach der Wiederanlegelinie eine etwas gröbere, ungerichtete Struktur zu sehen. Dies deutet auf eine laminare Grenzschicht vor und auf eine turbulente Grenzschicht nach der Ablöseblase hin. In Abbildung B.1 ist das allerdings auf Grund der geringen Auflösung der Fotografie kaum zu erkennen. Entlang der Pfeilspitzen der Pfeile (3) ist ein farblich abgesetzter Bereich zu erkennen. Dies kann entweder durch die Sekundärströmung im Wandgrenzschichtbereich verursacht werden oder aber auf Farbpartikel zurückzuführen sein, die durch einen nicht wandbündigen Abschluß der Schaufel von der Druckseite zur Saugseite transportiert werden.

Zusätzlich wurde der Bereich der Ablöseblase zwischen der Ablöselinie (A) und der Wiederanlegelinie (W) vermessen, woraus sich eine stationäre Blasengröße von etwa 4 mm ergab.

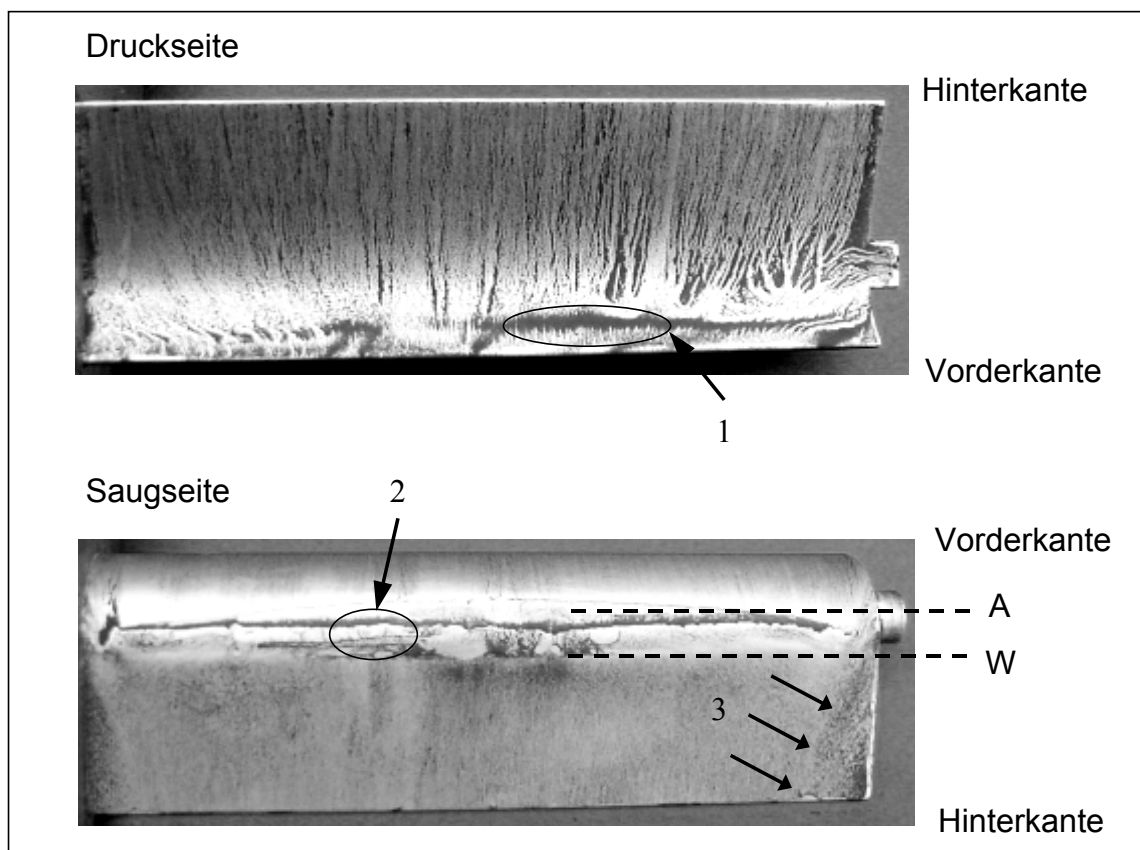


Abbildung B.1

Ölanstrichbilder am Stator S2

## Anhang C

### Schiefe

Abbildung C.1 zeigt den Verlauf der Schiefe  $\mu_3$  auf der Saugseite von Stator S2 für den Bauchstoß des S1\_sp Nachlaufes. Für die Clockingpositionen Clp 0 und Clp  $-0.125$  ist der Schiefeverlauf aus den Oberflächenheißfilmmessungen nach der Definition aus Kapitel 4.4.2 sinnvoll berechnet worden. Zunächst gibt der Anstieg der Schiefe eine Intermittenz zwischen  $\gamma = 0$  und  $\gamma = 0.25$  wieder. Der anschließende Nulldurchgang mit negativen Werten korreliert sehr gut mit dem laminar turbulenten Umschlag und der Rückgang auf „null“ ist ein Indiz für die turbulente Grenzschicht nach der Transition mit  $\gamma \approx 1$ .

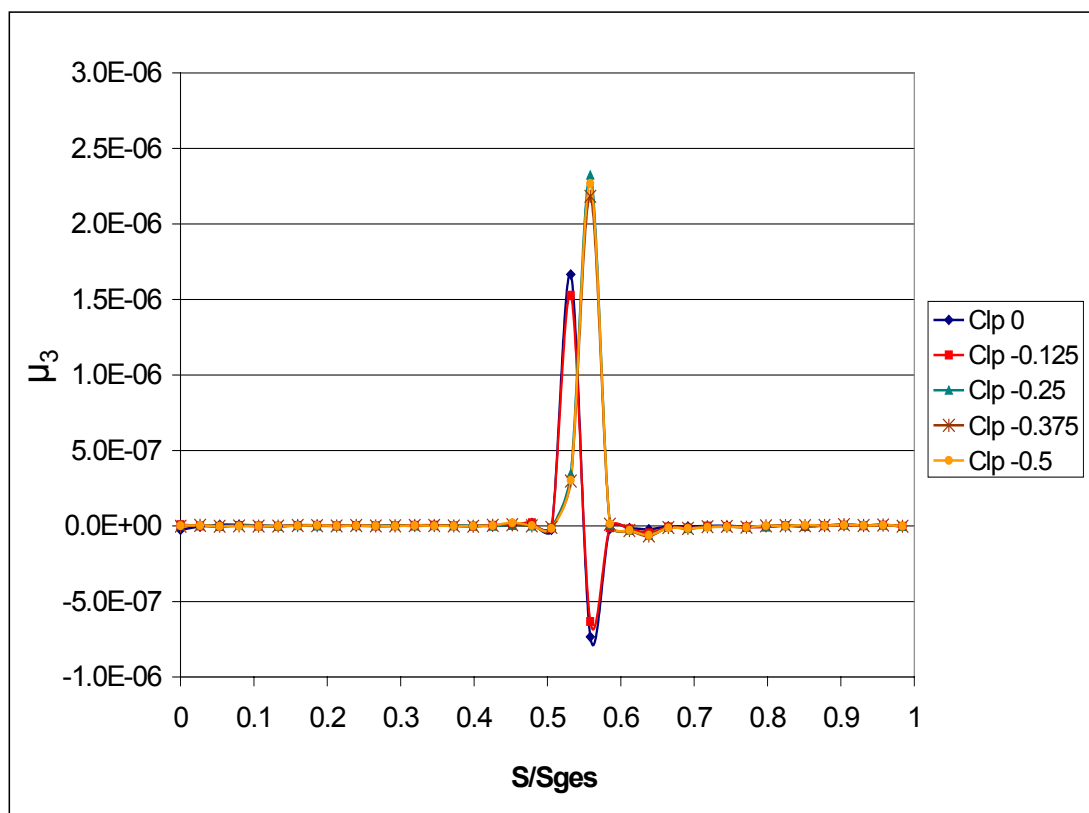


Abbildung C.1

Schiefeverteilung auf der Saugseite von Stator S2 (Bauchstoß)

Leider sind für die anderen Clockingpositionen keine sinnvoll interpretierbaren Ergebnisse errechnet worden. Ein Anstieg ohne einen anschließenden Nulldurchgang mit negativen Werten, wie etwa für  $Clp = -0.25$ , würde zu dem Schluß führen, daß keine Transition statt findet. Denn ein positiver Anstieg mit einem anschließenden Abfall auf „null“ zeigt entweder eine Intermittenz bis  $\gamma = 0.25$  mit einem Rückgang auf  $\gamma = 0$  oder einem Anstieg auf  $\gamma = 0.5$ , vergl. Kapitel 4.4.2. Die Ergebnisse der Intermittenz und der Amplitudenhäufigkeitsverteilung zeigen aber deutlich eine Transition mit anschließender Intermittenz zwischen  $\gamma = 0.6$  und  $\gamma = 0.8$  je nach Clockingposition. Der Grund hierfür konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht geklärt werden.

Für die Druckseite hingegen sind durchaus sinnvolle Werte berechnet worden. Abbildung C.2 zeigt das Ergebnis für den Rückenstoß. Die Schiefe nimmt über die gesamte Schau-feloberfläche Werte um „null“ an. Das läßt den Schluß zu, daß auf der Druckseite die Grenz-schicht laminar ist.

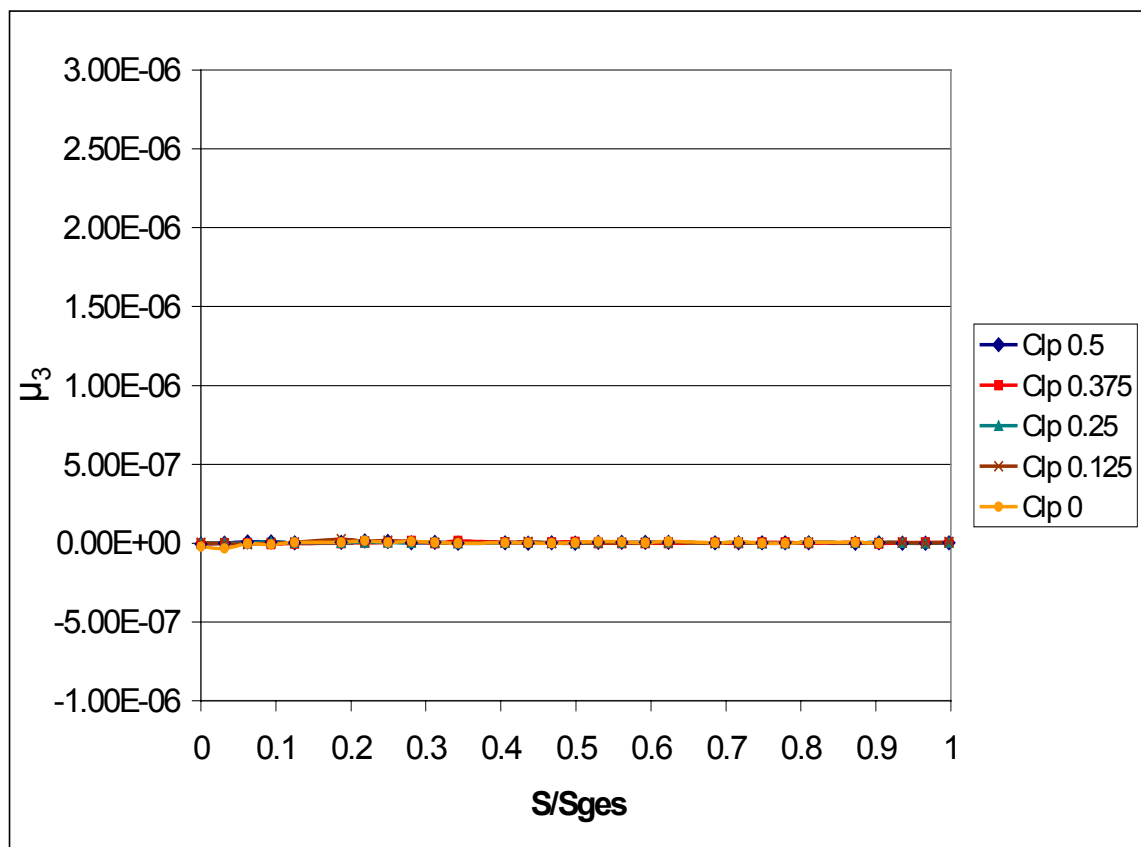


Abbildung C.2

Schiefeverteilung auf der Druckseite von Stator S2 (Rückenstoß)

## Anhang D

### Vergleich der Nachläufe von Stator S1\_sp aus der Voruntersuchung und der Hauptuntersuchung

Die Abbildung D.1, Abbildung D.2 und Abbildung D.3 zeigen eine Gegenüberstellung der Nachlaufmessungen aus den Voruntersuchungen und den Hauptuntersuchungen für die Clockingposition Clp 0 hinter dem Stator S1\_sp. Die Messungen der Hauptuntersuchung zeigen insgesamt einen gleichmäßigeren Verlauf. Außerdem sind die beiden Höcker in der Verteilung des Turbulenzgrades und der turb. kin. Energie im Vergleich zu den Messungen aus den Voruntersuchungen deutlich ausgeprägt. Beides könnte, wie bereits in Kapitel 5.4.3 erwähnt, auf Schwingungen des Hitzdrahthalters während der Voruntersuchung zurückzuführen sein, weshalb auch die Turbulenzhöcker aus diesen Messungen nicht eindeutig zu erkennen sind. Zudem sind unterschiedliche Hitzdrahttypen mit unterschiedlichen Abtastraten verwendet worden.

Die Nachlaufbreite der dimensionslosen Geschwindigkeit beider Verläufe in Abbildung D.1 zeigt eine gute Übereinstimmung. Hingegen weicht die Defektgeschwindigkeit etwas ab, ist aber mit einem Unterschied von etwa  $0.01 \text{ } c/c_m$  akzeptabel. Die  $C_w$ -Werte, vergl. Kapitel 5.4.3, stimmen mit 2.3% für den Nachlauf aus der Voruntersuchung und 2.21% für den Nachlauf aus der Hauptuntersuchung gut überein.

Ein anderes Bild ergeben die Turbulenzverteilung und die Verteilung der turb. kin. Energie aus Abbildung D.2 und Abbildung D.3. Die Unterschiede zwischen den Messungen aus den Voruntersuchungen und den Hauptuntersuchungen ergeben sich im Wesentlichen aus den unterschiedlichen Freistromturbulenzgraden. Dieser Turbulenzgrad von 0.9% aus den Voruntersuchungen, vergl. Abbildung D.2, wurde aber nicht willkürlich gewählt, sondern war auf die vorgesehene Eintrittsturbulenz des Prüfstandes abgestimmt. Bei Messungen hinter dem Stator S2 während der Hauptuntersuchungen haben sich später aber Ablösungen am Stator S2 gezeigt, die auf einen zu niedrigen Eintrittsturbulenzgrad zurückzuführen waren. Deshalb mußte der Turbulenzgrad in der Zuströmung zur Meßstrecke nachträglich auf 2.5% angehoben werden. Betrachtet man nun die Maximalwerte in der Nachlaufmitte in Abbildung D.2 und Abbildung D.3, dann sind kaum Abweichungen festzustellen. Vor allem der Verlauf der

turb. kin. Energie ist im Maximum bei beiden Verläufen gut wiedergegeben. Dies zeigt, daß das Verhalten von Stator S1\_sp kaum von dem erhöhten Turbulenzgrad in der Zuströmung beeinflußt wird. Die Turbulenzproduktion der Saug- und Druckseite bleibt also annähernd gleich. Auch die Breite der Verteilungen im Auslauf der Nachlaufdüse, gekennzeichnet durch die gestrichelten Linien, stimmen gut über ein.

Abschließend kann festgehalten werden, daß trotz der nachträglichen Erhöhung des Eintrittsturbulenzgrades auf 2.5% in der Meßstrecke der Nachlauf von Stator S1\_sp in den Voruntersuchungen gut abgeschätzt wurde.

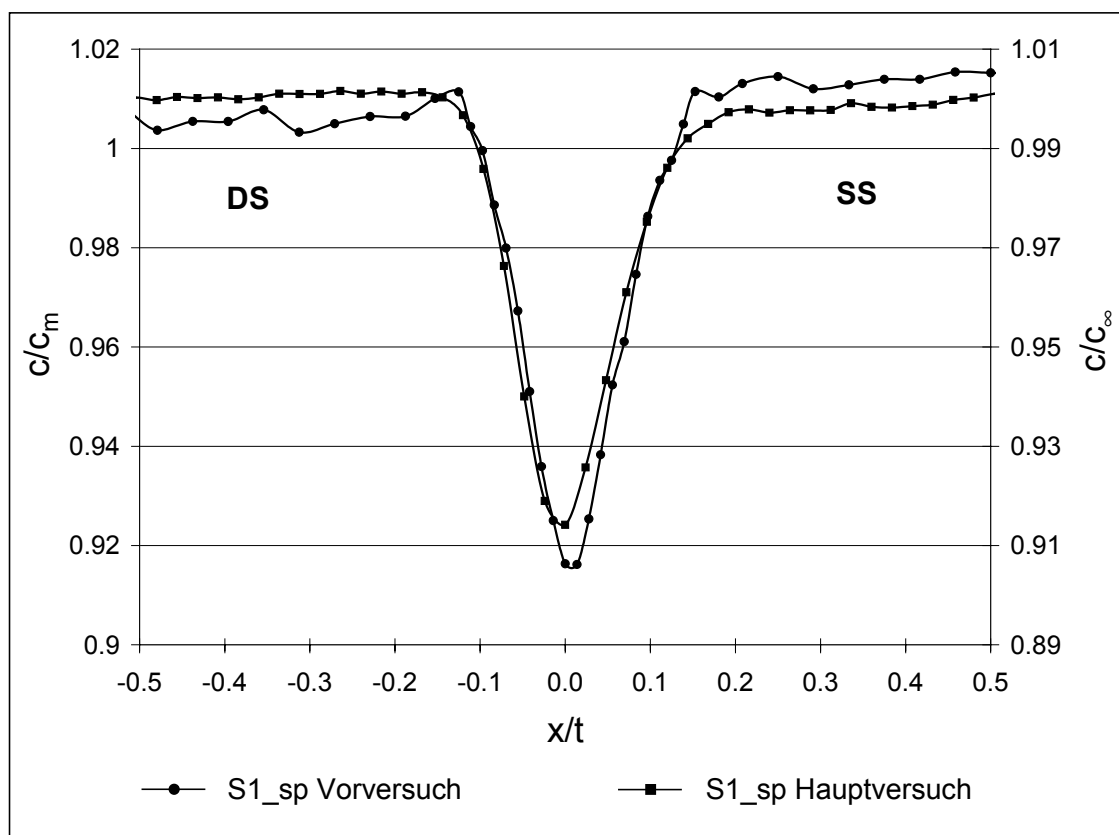


Abbildung D.1

Dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung hinter Stator S1\_sp

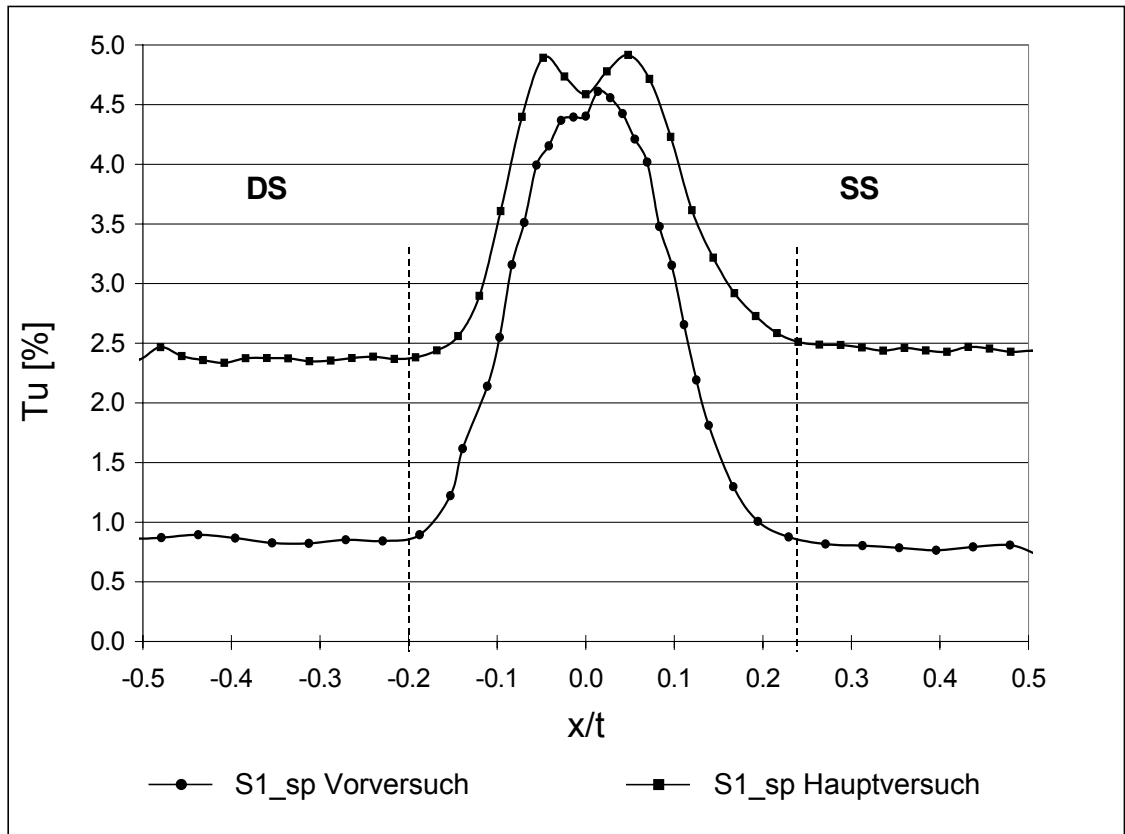


Abbildung D.2

Turbulenzverteilung hinter Stator S1\_sp

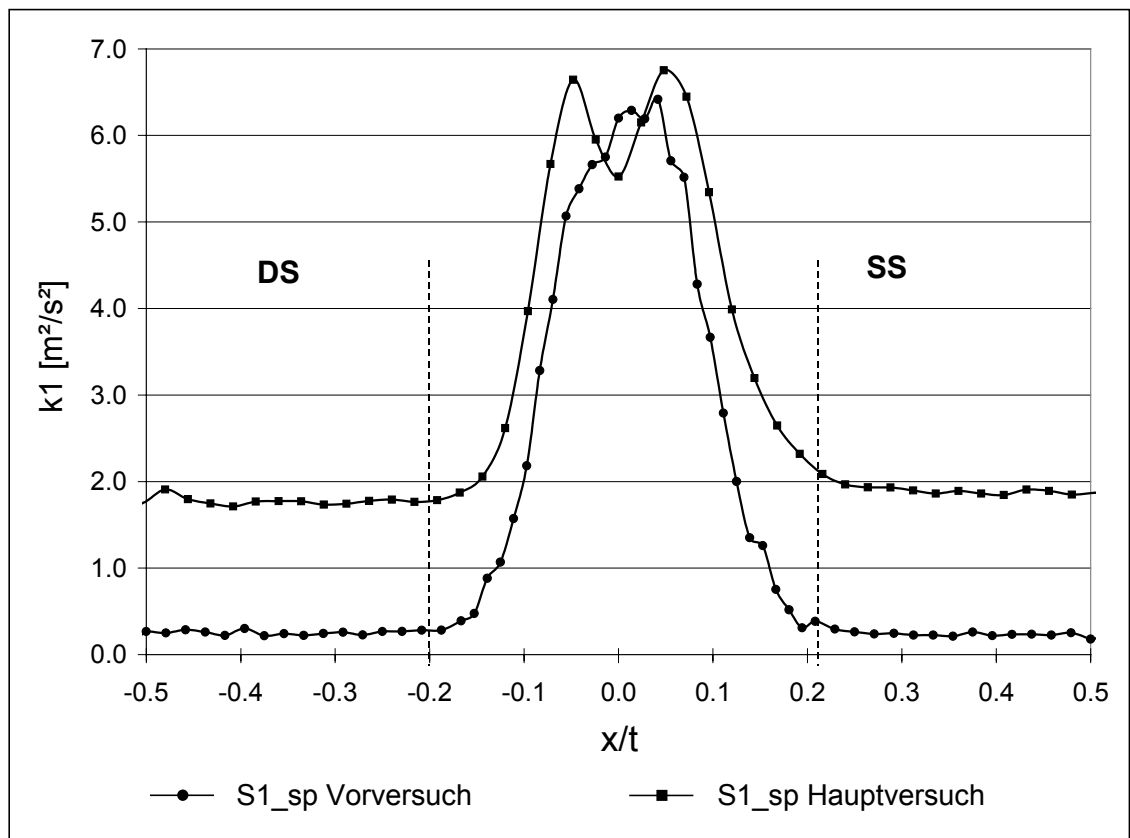


Abbildung D.3

Verteilung der turbulenten kinetischen Energie hinter Stator S1\_sp



## Anhang E

### Pfständsbilder

Abbildung E.1 zeigt den Prüfstand mit Meßstrecke, Beruhigungsbehälter und Teilen der Luftlieferanlage in der Seitenansicht von oben. Abbildung E.2 zeigt den Prüfstand noch einmal in der Seitenansicht von unten und Abbildung E.3 gibt einen Blick direkt in die Meßstrecke, auf Stator 2 und die Anschlüsse der „Cp-Schaufeln“.

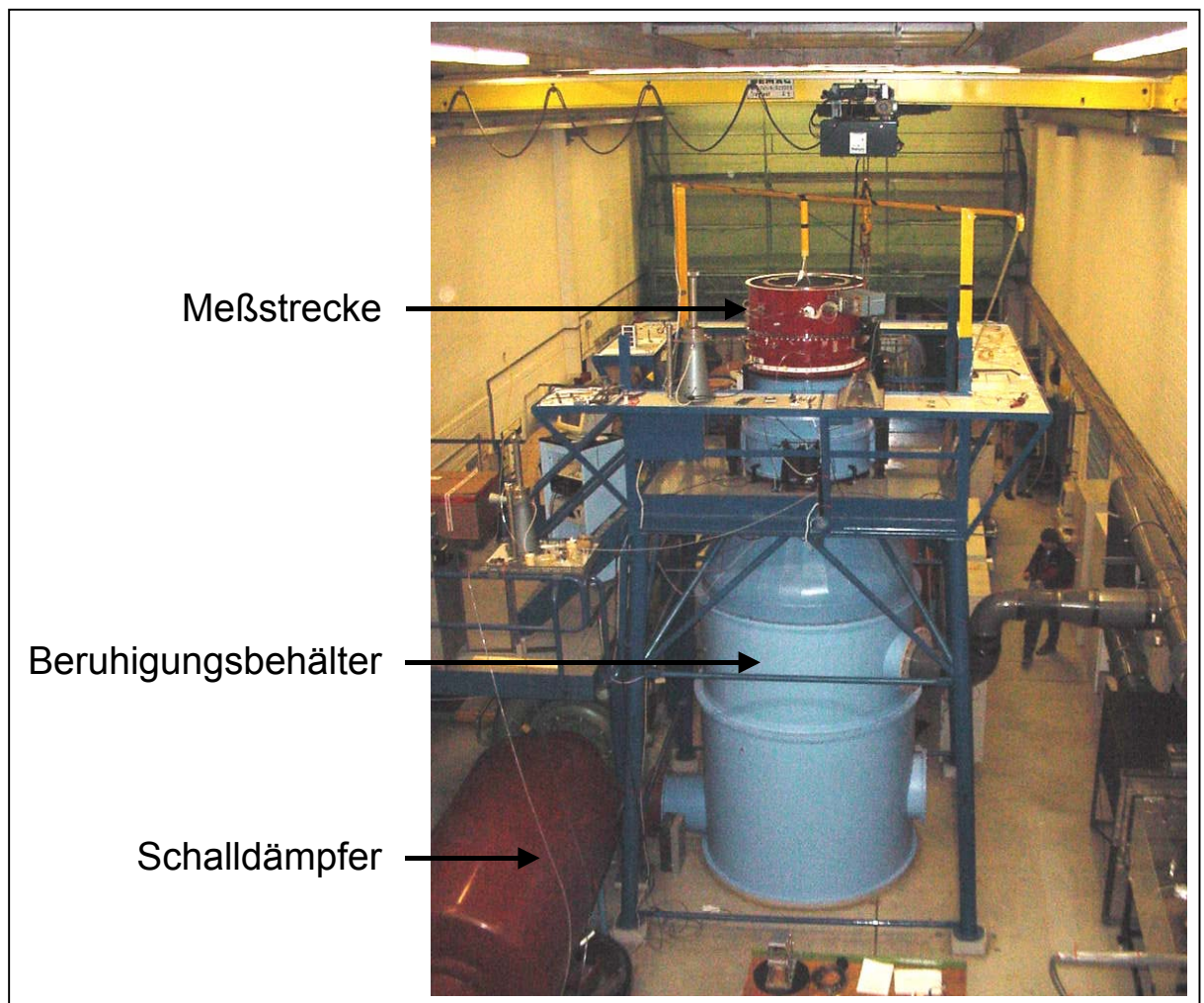


Abbildung E.1

Meßstrecke in der Seitenansicht von oben

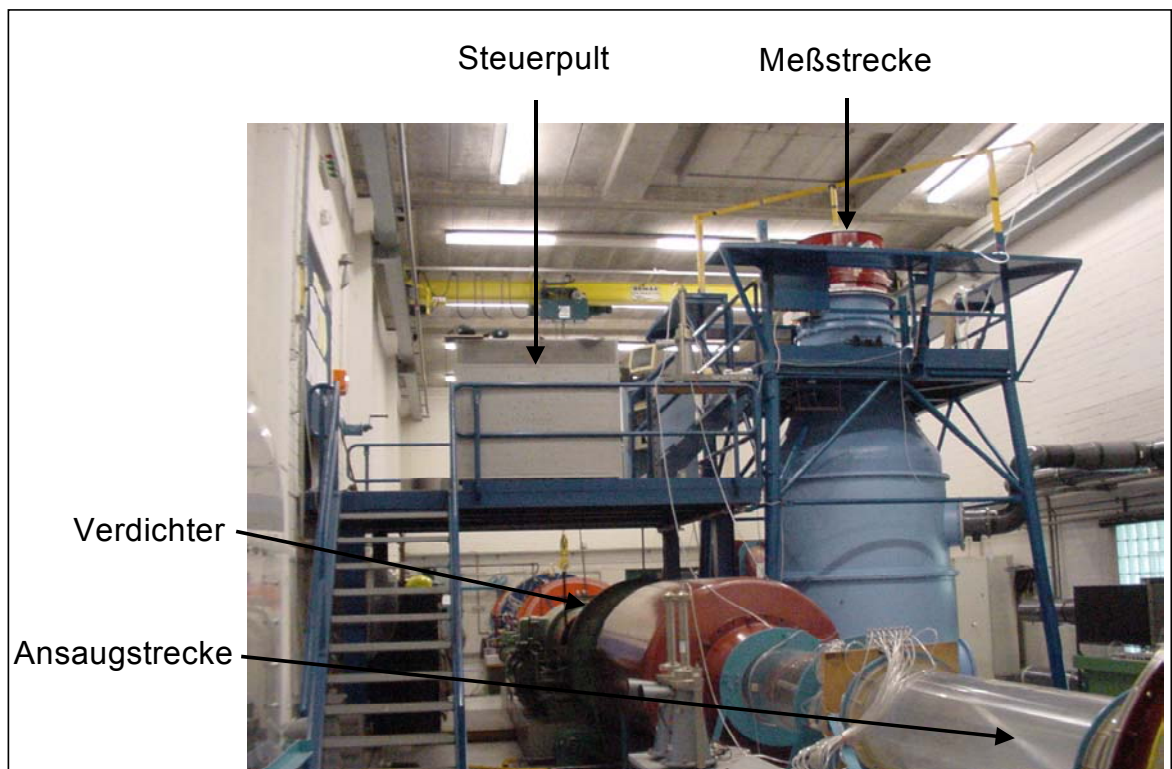


Abbildung E.2

Meßstrecke in der Seitenansicht von unten



Abbildung E.3

Sicht in die Meßstrecke